

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

# **Návrh čelní převodovky pohonu kulového mlýnu**

Design of a Helical Gearbox for a Drive of a Ball Mill

Student:

Bc. Zdeněk Čeladník

Vedoucí práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2017

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zdeněk Čeladník**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Návrh čelní převodovky pohonu kulového mlýnu**  
**Design of a Helical Gearbox for a Drive of a Ball Mill**

Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhnete dvoustupňovou čelní převodovku pro přenášený výkon 800 kW, o jmenovitém převodovém poměru 6,3 a vstupních otáčkách 980 ot/min. Uvažujte litou skříň, oběhové mazání ložisek a chlazení převodového oleje. Převodovka bude součástí pohonu surovinového kulového mlýnu výroby cementu. Nakreslete výkres sestavy, dílenkový výkres víka skříně, vstupního hřídele a druhého ozubeného kola.

### Seznam doporučené odborné literatury:

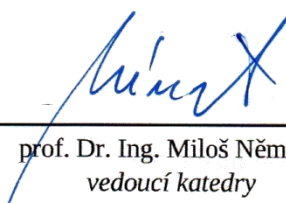
BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I,II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.  
MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Ostrava: MONTANEX. 2001. 291s. ISBN 80-7225-051-5.  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.  
ROBERT, C., JUVINALL, KURT, M., MARSHEK. *Fundamentals of machine component design*. Second Edition. 1991. John Wiley & Sons.  
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.  
Hlavní katalog SKF, popř. ZKL.  
Příslušné normy.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 15. května 2017



.....  
podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užit (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užit své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. května 2017



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Zdeněk Čeladník

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Obránců míru 1306, Kopřivnice, 742 21

## **Anotace**

ČELADNÍK, Z.: *Návrh čelní převodovky pohonu kulového mlýnu: diplomová práce.* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 52 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem čelní převodovky pro pohon kulového mlýnu, který se nachází v procesu výroby cementu. Úvod práce přibližuje výrobu cementu a popisuje kulový mlýn. Hlavní část práce se věnuje návrhu a pevnostní kontrole ozubení. Dále pak komplexnímu návrhu hřídelí, včetně určení trvanlivosti ložisek a kontroly přenosu točivých momentů. Dalším bodem diplomové práce je návrh oběhového mazání ložisek a chlazení převodového oleje. Diplomovou práci doplňují výkresy sestavy a dílenské výkresy vybraných dílů.

## **Annotation**

ČELADNÍK, Z.: *Design of a Helical Gearbox for a Drive of a Ball Mill: Master Thesis.* Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 52 p. Supervisor: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Master thesis describes the design of a helical gearbox for a drive of ball mill, which is located in the process of cement production. The introduction of thesis describes production of cement and ball mill. The main part is devoted to the design and strength control gears. Furthermore, thesis contains the complex design of shafts, including the determination of bearing life and check the transmission torques. Another point of master thesis is design of circulation lubrication of bearings and gearbox oil cooling. Master thesis contains assembly drawing and drawings of selected parts.

## Seznam použitých značek a symbolů

$a$	pracovní osová vzdálenost	[mm]
$a$	významná vzdálenost mezi ložisky a ozubením	[mm]
$b$	šířka kol / evolventního drážkování / pera	[mm]
$b$	významná vzdálenost mezi ložisky a ozubením	[mm]
$c$	významná vzdálenost mezi ložisky a ozubením	[mm]
$d$	roztečný průměr ozubených kol / určitý průměr hřídele	[mm]
$d$	vnitřní průměr ložiska	[mm]
$d_a$	průměr hlavové kružnice	[mm]
$d_f$	průměr patní kružnice	[mm]
$d_w$	průměr valivé kružnice	[mm]
$e$	výpočtový součinitel pro ložiska	[-]
$h$	společná výška evolventního drážkování	[mm]
$i_c$	celkový převodový poměr	[-]
$i_1$	převodový poměr 1. soukolí	[-]
$i_2$	převodový poměr 2. soukolí	[-]
$k$	bezpečnost drážkování / per	[-]
$k_D$	dynamická bezpečnost hřídele	[-]
$k_S$	statická bezpečnost hřídele	[-]
$l$	celková délka pera	[mm]
$l'$	účinná délka pera	[mm]
$m_n$	normálový modul ozubení	[mm]
$n_1$	otáčky na vstupní hřídeli	[min <sup>-1</sup> ]
$n_2$	otáčky na předlokové hřídeli	[min <sup>-1</sup> ]
$n_3$	otáčky na výstupní hřídeli	[min <sup>-1</sup> ]
$p$	tlak	[MPa]
$p_{Dov}$	dovolený tlak	[MPa]
$r$	poloměr zaoblení	[mm]
$t_1$	hloubka drážky náboje	[mm]
$v$	průtoková rychlost	[m.s <sup>-1</sup> ]
$x$	korekce / neznámé vzdálenosti při výpočtu průběhu	[mm]
$y$	průhyb hřídele	[mm]
$y_{Dov}$	dovolený průhyb hřídele	[mm]
$z$	počet zubů drážkování	[-]
$z_1$	počet zubů pastorku 1. soukolí	[-]
$z_2$	počet zubů kola 1. soukolí	[-]
$z_3$	počet zubů pastorku 2. soukolí	[-]
$z_4$	počet zubů kola 2. soukolí	[-]

A	Neuberova konstanta vrubové citlivosti	[mm <sup>-0,5</sup> ]
B	šířka ložiska	[mm]
C	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
C <sub>0</sub>	základní statická únosnost ložiska	[N]
D	průměr hřídele / vnější průměr ložiska	[mm]
F <sub>A</sub>	axiální síla od ozubení	[N]
F <sub>R</sub>	radiální síla od ozubení	[N]
F <sub>T</sub>	tečná/obvodová síla od ozubení	[N]
F <sub>2</sub>	síla působící na pero	[N]
K <sub>A</sub>	součinitel vlivu vnějších dynamických sil	[-]
K <sub>Hβ</sub>	součinitel nerovnoměrnosti zatížení po délce zubu	[-]
L <sub>10</sub>	základní životnost ložiska při 90% spolehlivosti	[mil. ot.]
L <sub>10h</sub>	provozní životnost ložiska	[hod]
M <sub>A</sub>	otáčivý moment určený k podpoře A	[Nm]
M <sub>B</sub>	otáčivý moment určený k podpoře B	[Nm]
M <sub>K</sub>	krouticí moment	[Nm]
M <sub>O</sub>	ohybový moment	[Nm]
Q	průtok	[l.min <sup>-1</sup> ; m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
P	ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
P <sub>1</sub>	výkon na vstupní hřídeli	[W]
P <sub>2</sub>	výkon na předlokové hřídeli	[W]
P <sub>3</sub>	výkon na výstupní hřídeli	[W]
R <sub>A</sub>	reakční síla v podpoře A	[N]
R <sub>B</sub>	reakční síla v podpoře B	[N]
R <sub>e</sub>	mez kluzu materiálu	[MPa]
R <sub>m</sub>	mez pevnosti materiálu	[MPa]
S <sub>F</sub>	bezpečnost ozubení v ohybu	[-]
S <sub>H</sub>	bezpečnost ozubení v dotyku	[-]
T <sub>1</sub>	krouticí moment na vstupní hřídeli	[Nm]
T <sub>2</sub>	krouticí moment na předlokové hřídeli	[Nm]
T <sub>3</sub>	krouticí moment na výstupní hřídeli	[Nm]
Y <sub>T</sub>	součinitel technologie výroby ozubení	[-]
Y <sub>1</sub>	výpočtový součinitel pro stanovení ekvivalentního zatížení ložiska	[-]
Y <sub>2</sub>	výpočtový součinitel pro stanovení ekvivalentního zatížení ložiska	[-]
α <sub>n</sub>	úhel profilu	[°]
α <sub>σ</sub>	součinitel tvaru vrubu pro namáhání ohybem	[-]
α <sub>τ</sub>	součinitel tvaru vrubu pro namáhání krutem	[-]

$\beta$	úhel sklonu zubů	[°]
$\beta$	vrubový součinitel podle Neubergera	[-]
$\varepsilon_v$	součinitel velikosti	[-]
$\eta_p$	součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta$	účinnost stroje	[-]
$\rho$	poloměr vrubu	[mm]
$\sigma$	ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_C$	základní mez únavy materiálu	[MPa]
$\sigma_C^*$	mez únavy pro vyšetřované místo	[MPa]
$\sigma_{RED}$	redukované napětí	[MPa]
$\tau$	krouticí napětí	[MPa]
$\varphi$	natočení hřídele / naklopení ložiska	[°]
$\varphi$	relativní funkční počet drážek	[-]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad.s <sup>-1</sup> ]



## Obsah

1	Úvod.....	10
2	Výroba cementu .....	11
2.1	Technologie výroby .....	11
2.1.1	Těžba a drcení suroviny.....	12
2.1.2	Příprava suroviny.....	12
2.1.3	Výpal .....	12
2.1.4	Mletí a skladování.....	13
2.1.5	Expedice cementu .....	13
2.2	Normalizované označení cementu .....	13
3	Kulový mlýn .....	14
4	Návrh převodového ústrojí kulového mlýnu .....	16
4.1	Počáteční návrh převodů.....	16
4.2	Návrh a pevnostní kontrola ozubení .....	17
4.3	Síly v ozubení.....	21
4.4	Průběhy statických účinků na hřídelích.....	22
4.5	Statická a dynamická kontrola hřídelí .....	28
4.6	Návrh ložisek a stanovení jejich životnosti.....	34
4.7	Přenos točivých momentů evolventním drážkování .....	37
4.8	Bezpečnost přenosu točivého momentu pery .....	39
4.9	Stanovení průhybů a natočení v místech ozubení a v ložiscích .....	40
5	Návrh oběhové soustavy mazání.....	42
5.1	Potřebné množství oleje v ložiscích .....	42
5.2	Návrh olejového čerpadla.....	43
5.3	Návrh a stanovení průměru přívodních vedení .....	43
5.4	Doplňující informace k soustavě mazání .....	45
5.5	Vnitřní chlazení oleje .....	45
6	Závěr .....	46
	Seznam použité literatury .....	47
	Přílohy.....	49

# 1 Úvod

Návrh zadané převodovky pohonu kulového mlýnu se nachází v procesu výroby cementu. Proto v první kapitole práce si výrobu cementu přiblížíme a zjistíme, kde se v procesu výroby kulový mlýn nachází. V dalším bodu práce je obecně rozebrán kulový mlýn, jeho princip činnosti a výhody. Hlavní část práce se poté zabývá návrhem samotné čelní převodovky, a to konkrétně ozubenými soukolími, stanovením rozměrů hřídelí, jejich namáháním a kontrolou. Následují výpočty trvanlivosti ložisek, návrh čerpadla oleje a rozvodů k jednotlivým ložiskům. Na konci práce je uvnitř skříně okrajově řešeno chlazení olejové lázně pomocí proudění studené vody uvnitř chladicího potrubí.

Cíle práce:

- přiblížit výrobu cementu a funkci kulového mlýnu
- navrhnout převodové ústrojí dle zadaných kritérií
- pevnostně prověřit všechny komponenty převodovky
- převodovku vybavit olejovým čerpadlem a soustavou zajišťující dopravu oleje k ložiskům
- převodovku vybavit potrubím pro chlazení oleje
- předurčit zásady použití převodovky, stanovit intervaly kontrol a oprav
- nakreslit výkres sestavy, dílenský výkres víka skříně, vstupního hřídele a druhého ozubeného kola

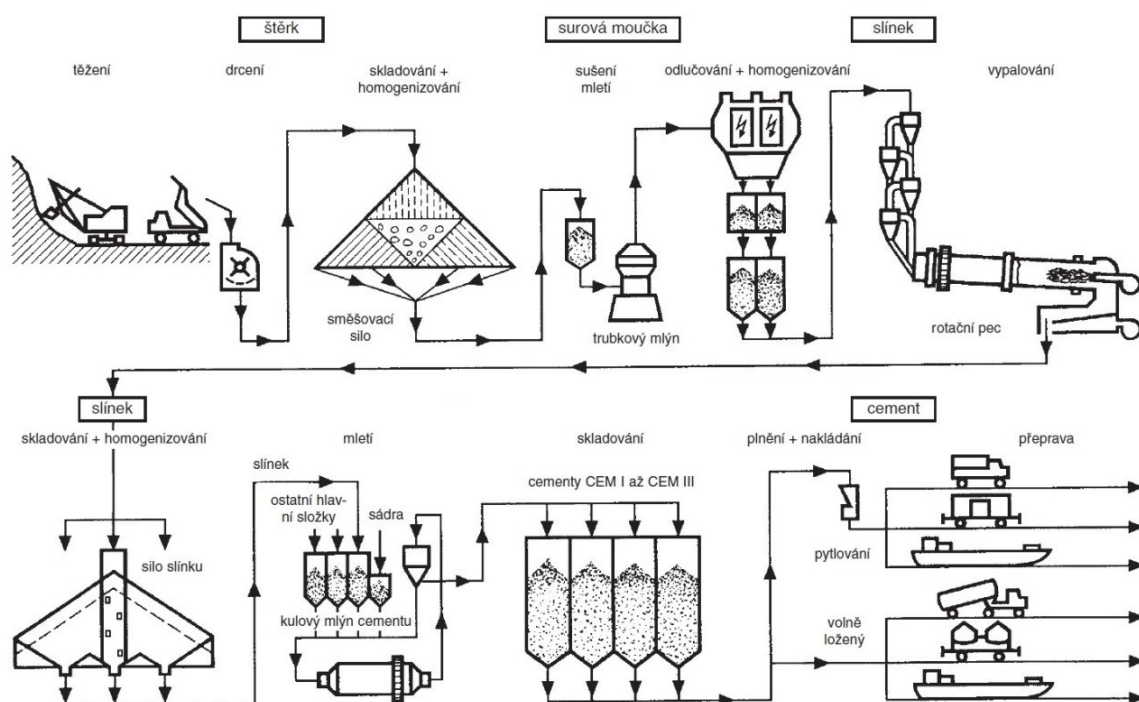
## 2 Výroba cementu

Cement je práškové anorganické pojivo s velmi výraznou hydraulitou. Po smíchání s vodou vytváří kaši, která tuhne a tvrdne i pod vodou. Po zatvrdnutí si zachovává svoji pevnost a objemovou stálost. Základní surovinou pro výrobu cementu je vápenec, dále pak slíny a jílové vápence, a vyrábí se vysokoteplotním výpalem z těchto surovin až na mez slinutí a rozemletí získaných slínek na prášek. [8]

### 2.1 Technologie výroby

Technologie výroby cementu se skládá z těchto kroků:

- Těžba a drcení suroviny
- Příprava suroviny
- Výpal
- Mletí a skladování
- Expedice cementu



Obr. 1: Výroba cementu [9]

Na Obr. 1 je proces výroby cementu přehledně označen a jednotlivé úseky výroby cementu jsou na následujících stránkách i krátce přiblíženy.

### **2.1.1 Těžba a drcení suroviny**

Vápence jsou těženy v povrchových lomech clonovými odstřely nebo rypadlem za použití těžké techniky. Křemičité složky (jíly, hlíny, slíny), pokud nejsou obsaženy již ve vápenci, jsou těženy povrchově v hliništích. Hornina je nakládána a dopravována na drtírnu. Těžba surovin zpravidla probíhá v blízkosti cementárny z důvodu nízkých přepravních nákladů.

Drcení surovin pro výrobu cementu je prováděna zpravidla ve dvou stupních. První stupeň je hrubé a střední drcení. Druhý stupeň drcení je drcení jemné. V soustavě drtičů jsou používány třídiče k vrácení nadsítých zbytků zpět do drtiče. Rozdrcený materiál je pásovým dopravníkem, lanovkou nebo nákladními automobily dopravován na skládku. [8]

### **2.1.2 Příprava suroviny**

Pro dosažení vysoké kvality cementářského slínku a cementu je nutný vysoký stupeň homogenity vstupní surovinové směsi. Surovina je ukládána na před-homogenizační skládku, která zároveň zajišťuje dostatečnou zásobu surovin. Surovinová směs je odebírána ze skládky a obohacována o korekční suroviny (křemičitý písek) a odvážena do mlýnice. V mlýnici je podrcená a primárně homogenizovaná surovina mleta na moučku vhodnou pro výpal v peci. Jemnost mletí ovlivňuje průběh procesu slinování a rychlost tvorby slínku při výpalu. Rozemleté melivo prochází třídičem, v kterém je odloučena moučka požadované zrnitosti, a hrubší částice jsou navraceny do mlýna. Pro mletí suroviny je používáno buď válcového mlýnu, nebo též mlýn trubkový. Rozemletá moučka je dopravována do sil, kde probíhá další homogenizace<sup>1</sup>. [8]

### **2.1.3 Výpal**

Nejprve surovinová moučka prochází cyklónovým výměníkem, kde dochází k přehřátí suroviny na teplotu 800 °C. Při výpalu v rotační peci při teplotě okolo 1450 °C, tzv. slinováním, se vytvářejí díky chemické přeměně suroviny tzv. slínkové minerály. Slinovací proces způsobuje spékání původně práškovité suroviny. Postupným nabalováním rozžhavených částic procházejících zvolna rotující pecí vzniká slínek v podobě až několika centimetrových tvrdých valounků, které jsou prudkým ochlazením stabilizovány. Vzniklý slínek je dopravován do slínkového sila. [8]

---

<sup>1</sup> Homogenizace – proces, jímž se z nestejnorodé směsi dosáhne dokonalým promícháním jednotná a stejnorodá směs

#### **2.1.4 Mletí a skladování**

Ze slínkového sila je slínek odebírán pro mletí ve válcových, nebo *kulových cementových mlýnech*. V mlýnech se mele společně s regulátorem tuhnutí (sádrovcem) na velmi jemný prášek – portlandský cement. V průběhu mletí mohou být do mlýnice dávkovány i další složky v závislosti na požadovaném druhu cementu. Hotový cement je skladován v cementových silech a po přezkoušení kvality je uvolněn k expedici. [8]

#### **2.1.5 Expedice cementu**

Cement se uskládá v oddělených cementových silech podle druhu a pevnostní třídy. Odtud je cement k zákazníkovi dopravován buď jako volně ložený pomocí speciálních autocisteren nebo železničních vozů, které se plní a vyprazdňují pneumaticky, nebo je cement balen do papírových pytlů v rozmezí hmotnosti 25 kg nebo 30 kg. [8]

### **2.2 Normalizované označení cementu**

Cementy a jejich značení popisuje norma ČSN EN 197-1 (příklad označení: CEM II / A-M (S-L-V) 32,5 R) a jsou děleny z několika hledisek [9]:

- podle složení:
  - CEM I - portlandský cement – černý potisk pytle
  - CEM II - portlandský cement směsný – zelený potisk pytle
  - CEM III - vysokopecní cement – červený potisk pytle
  - CEM IV - pucolánový cement – modrý potisk pytle
  - CEM V - směsný cement – hnědý potisk pytle
- podle množství příměsí
- podle konkrétních druhů příměsí
- podle vaznosti (pevnosti) cementu v MPa po 28 dnech
- podle rychlosti vývoje počátečních pevností

### 3 Kulový mlýn

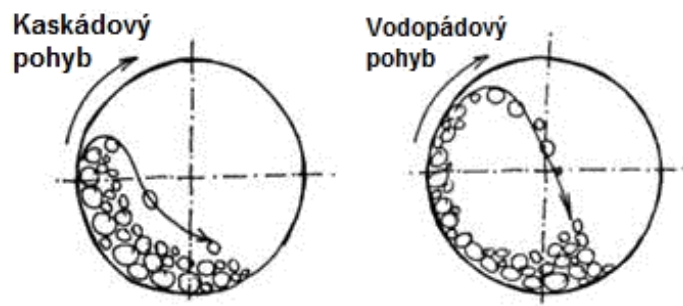
Kulový mlýn je zařízení (Obr. 2), které rozmělní mletý materiál, s velikostí vstupního zrna pod 25 mm, pomocí koulí z tvrdého materiálu na jemný prášek. Typickým využitím kulových mlýnů je mletí slínku při výrobě cementu. Další využití kulových mlýnů je také v tepelných elektrárnách k drcení uhlí nebo při výrobě pěnového skla. Taktéž se používají v menším měřítku v krematoriích na drcení kostí, tzv. kremulátory.



Obr. 2: Kulový mlýn [5]

Základní konstrukce je složena z horizontálně umístěného pomalu se otáčejícího bubnu s vnějším velkoformátovým ozubeným věncem. Do vnitřní části bubnu jsou vloženy keramické nebo kovové mlecí koule společně s materiálem. Poté při otáčení bubnu dochází k mletí materiálu. Podle frekvence otáčení lze režimy pohybu koulí rozdělit na 3 oblasti:

- I.  $n < n_{opt}$  - kaskádový pohyb koulí
- II.  $n = n_{opt}$  - vodopádový pohyb koulí (mlecí těleso je unášeno odstředivou silou do jisté výše, dokud nepřekoná optimální úhel pro odpoutání koule, cca  $54^{\circ}40'$  – v tomto momentě dojde k odpadu zrna od pláště bubnu a pádu koule po parabolické dráze – mletí se realizuje rázem a třením)
- III.  $n > n_{opt}$  - rotační pohyb koulí (mletí se realizuje pouze třením)



**Obr. 3:** Režimy pohybu koulí uvnitř kulového mlýna

Výkon elektromotoru poháněného kulový mlýn může činit až 1 800 kW. Průměr bubnu až 4000 mm při maximální délce 8500 mm. Váha celého zařízení může dosahovat až 260 tun.

Mezi hlavní výhody použití kulového mlýna patří velký kapacitní výkon vzhledem k širokému granulometrickému rozmezí výstupní směsi, možnost mletí za sucha i za mokra, jednoduchá obsluha a provoz. [5]

## 4 Návrh převodového ústrojí kulového mlýnu

Hlavní část práce se zabývá návrhem dvoustupňové čelní převodovky o vstupním výkonu 800 kW a vstupními otáčkami  $980 \text{ min}^{-1}$ , poháněné elektromotorem. Celkový převodový poměr je stanoven 6,3 s možnou tolerancí. Elektromotor bude s navrhovanou převodovkou spojen pomocí pevné spojky, jejíž náboje budou opatřeny drážkou pro pero. Výstupní hřídel převodovky bude spojena s další hřídelí, opatřenou hnacím pastorkem kulového mlýnu a uloženou v samostatných ložiskových domcích, pomocí spojky s pružnými elementy, která bude taktéž opatřena drážkami pro dvě pera, která mezi sebou svírají úhel  $120^\circ$ , viz Obr. 2 předchozí kapitoly.

### 4.1 Počáteční návrh převodů

Správný návrh převodů se řídí dodržением několika obecných zásad. První zásadou je volba většího prvního převodového poměru před převodovým poměrem druhým v řadě. Další zásada se týká volby takového počtu zubů pastorku, aby nedošlo k podřezání. Pomoc při této volbě poskytuje norma ČSN 01 4686, která uvádí doporučené počty zubů pastorku při různých variantách provedení ozubených soukolí. Poslední významnou zásadou je návrh počtu zubů, tak aby pastorek měl lichý počet zubů a kolo mělo sudý počet zubů. Tato zásada zajistí, že do kontaktu nepřijdou vždy stejné páry zubů a opotřebení bude rovnoměrné.

Výsledný převodový poměr je poté násobkem dílčích převodových poměrů, které jsou vyjádřeny podílem počtu zubů.

$$i_c = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{76}{25} \cdot \frac{48}{23} = 6,34 \quad (1)$$

Dalším postupem návrhu je výpočet točivých momentů na jednotlivých hřídelích a taktéž stanovení otáček. Výpočet točivého momentu je proveden přes výkony přiváděné na jednotlivé hřídele, které jsou sníženy o účinnost. Ve výsledné účinnosti jsou zahrnuty účinnosti ozubení, ložisek a brodění v oleji. Tato účinnost je zvolena vcelku vysoká,  $\eta = 0,96$ , tak aby celkový návrh ozubení a hřídelí byl na straně vyšší bezpečnosti. Reálná účinnost je stanovena až při zkušebním provozu.

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}} = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 800\,000}{\pi \cdot 980} = 7\,795,34 \text{ Nm} \quad (2)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 800\,000 \cdot 0,96 = 768\,000 \text{ W} \quad (3)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{980}{3,04} = 322,37 \text{ min}^{-1} \quad (4)$$



**Tab. 1:** Přehled výkonů, točivých momentů a otáček jednotlivých hřídelí převodovky

Hřídel	P [kW]	T [Nm]	n [ot.min <sup>-1</sup> ]
Vstupní	800	7 795,34	980
Předlohová	768	22 749,82	322,37
Výstupní	737,28	45 578,46	154,47

## 4.2 Návrh a pevnostní kontrola ozubení

Prvotní návrh modulu obou ozubení je proveden pomocí softwaru Modul [15], jehož vstupními daty jsou počty zubů soukolí, točivý moment přiváděný na pastorku soukolí a zvolený materiál pastorku včetně povrchové úpravy. Materiál je zvolen jako konstrukční ocel 12 051 s úpravou povrchového kalení po bocích zubů. Úhel sklonu zubu  $\beta$  je dle zásad volen v rozmezí  $(7 \div 30)^\circ$ , avšak kvůli zvyšujícímu se úhlu sklonu zubů rostou taktéž axiální síly v soukolí, které namáhají hřídele a ložiska. Kompromisem je zvolen úhel  $14^\circ$ .

Typ ozubení	Čelní	Kuželové	Hřeben
$z_1$	25		
$z_2$	76		
$\beta$	14 [°]		
$T_1$	7795 [N·m]		
$\Psi_m$	15		
Schéma	3		
$K_{H\beta}$	1.190		
$K_A$	1.5		
$\sigma_{Flimb}^0$	390 [MPa]		
$\sigma_{Hlim}^0$	1140 [MPa]		
$V_{HV}$	600		
$m_n$	9.741 [mm]		
$b$	146.1 [mm]		

Typ ozubení	Čelní	Kuželové	Hřeben
$z_1$	23		
$z_2$	48		
$\beta$	14 [°]		
$T_1$	22750 [N·m]		
$\Psi_m$	15		
Schéma	5		
$K_{H\beta}$	1.092		
$K_A$	1.5		
$\sigma_{Flimb}^0$	390 [MPa]		
$\sigma_{Hlim}^0$	1140 [MPa]		
$V_{HV}$	600		
$m_n$	13.913 [mm]		
$b$	208.7 [mm]		

Řada 1	Řada 2
5	--
--	5,5
6	--
--	7
8	--
--	9
10	--
--	11
12	--
--	14
16	--
--	18
20	--
--	22
25	--
--	28
32	--
--	36
40	--
--	45

**Obr. 4:** Výsledné návrhové hodnoty moduly ozubení 1. a 2. soukolí a výtah z řady normalizovaných modulů - software Modul [15]

Při pohledu na řady modulů je pro první soukolí zvolen modul 10 mm. U soukolí druhého je možno použít modul řady 2, avšak lépe je upřednostňovat řadu první. Rovněž tato volba přispívá vyšší bezpečnosti. Druhé soukolí je tedy navrženo s modulem 16 mm. Program rovněž uvádí minimální společnou šířku ozubení. Ta ovlivňuje především výslednou bezpečnost v dotyku a součinitel trvání záběru  $\varepsilon_\beta$ . Z tohoto důvodu je společná šířka zvolena až při pevnostní kontrole.

Geometrický výpočet ozubení je proveden pomocí dalšího programu – Geometrie [16]. Navrhovaná soukolí mají standardní ozubení a jsou korigována s vyrovnanými měrnými skluzy při zachování celočíselné hodnoty pracovní osové vzdálenosti. Tabulky se všemi vypočítanými geometrickými a záběrovými parametry jsou uvedeny v přílohách na konci práce. Výsledkem programu je, že obě soukolí jsou navržena správně.

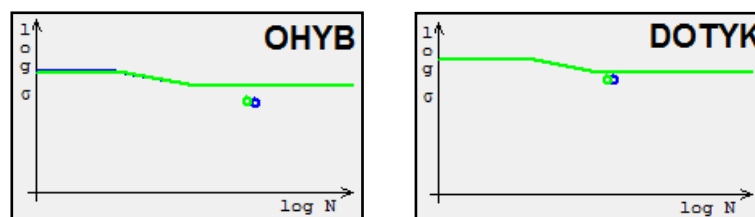
Obr. 5: Geometrický výpočet ozubení 1. soukolí – program Geometrie [16]

Obr. 6: Geometrický výpočet ozubení 2. soukolí – program Geometrie [16]

Pevnostní kontrola ozubení je vypočtena pomocí programu CSNw [17]. Tento program se řídí normou ČSN 01 4686. Geometrická data jsou shodná s předchozím programem. Pastorky obou soukolí, jak již bylo řečeno v návrhu modulu, budou vyrobeny jako výkovky přímo na hřídelích z konstrukční ocele 12 051. Kola budou odlévána, zvolený materiál je tudíž slitinová ocel 42 2719 s úpravou kalením po boku zubu. Rozměry kol jsou zadány podle výkresů, součinitel nerovnoměrnosti záběru  $K_{H\beta}$  je zadáván přímo podle hodnoty zvoleného schématu v prvním programu. Obě ozubená kola budou po kalení celoprofilově broušena, proto součinitel technologie výroby  $Y_T$  je volen 1. Všechna okna programu se vstupními daty jsou uvedena rovněž v přílohách. Výsledné bezpečnosti jsou vyobrazeny na Obr. 7 a Obr. 9. Ozubení vyhovuje pevnostní kontrole právě tehdy, když jsou splněny zásady, že bezpečnosti v ohybu jsou vyšší než 1,4, bezpečnosti v dotyku jsou vyšší než 1,2,  $\sigma_{Fmax1;2} \leq \sigma_{FPmax1;2}$  a  $\sigma_{Hmax1;2} \leq \sigma_{HPmax1;2}$ .

OHYB		DOTYK	
$\sigma_{F1}$ = 151.5	$\sigma_{F2}$ = 161.8	$\sigma_{H1}$ = 741.5	$\sigma_{H2}$ = 741.5
$\sigma_{FP1}$ = 400.5	$\sigma_{FP2}$ = 399.9	$\sigma_{HP1}$ = 1140.0	$\sigma_{HP2}$ = 1140.0
$S_{F1}$ = 2.644	$S_{F2}$ = 2.471	$S_{H1}$ = 1.537	$S_{H2}$ = 1.537
$\sigma_{Fmax1}$ = 303.0	$\sigma_{Fmax2}$ = 323.7	$\sigma_{Hmax1}$ = 1048.7	$\sigma_{Hmax2}$ = 1048.7
$\sigma_{FPmax1}$ = 933.7	$\sigma_{FPmax2}$ = 836.6	$\sigma_{HPmax1}$ = 2400.0	$\sigma_{HPmax2}$ = 2400.0

Obr. 7: Výstupní okno pevnostní kontroly 1. soukolí – program CSNw [17]



Obr. 8: Wöhlerovy křivky pro navržené 1. soukolí [17]

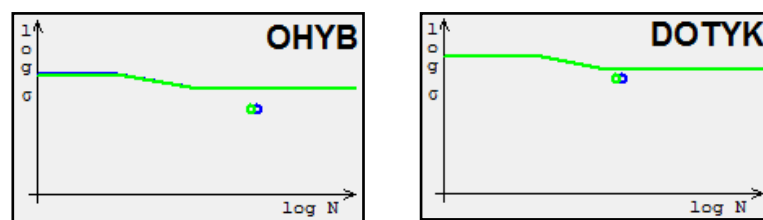
Úplný výpočet | Zjednodušený výpočet | ☒ ČSN ☐ DIN (B) ☐ DIN (C)

Typ ozubení  
☒ Vnější  
☐ Vnitřní

**Geometrie**  
**Materiály**  
**Zatížení**  
**Rozměry**  
**Přesnost**  
**KHB**  
**Součinitele**  
**Ulož**  
**Načti**  
**Help**  
**Konec**  
**Výpočet**

OHYB				DOTYK			
$\sigma_{F1}$	= 110.4	$\sigma_{F2}$	= 117.7	$\sigma_{H1}$	= 680.5	$\sigma_{H2}$	= 680.5
$\sigma_{FP1}$	= 368.5	$\sigma_{FP2}$	= 356.9	$\sigma_{HP1}$	= 1140.0	$\sigma_{HP2}$	= 1140.0
$S_{F1}$	= 3.338	$S_{F2}$	= 3.032	$S_{H1}$	= 1.675	$S_{H2}$	= 1.675
$\sigma_{Fmax1}$	= 220.8	$\sigma_{Fmax2}$	= 235.4	$\sigma_{Hmax1}$	= 962.4	$\sigma_{Hmax2}$	= 962.4
$\sigma_{FPmax1}$	= 863.2	$\sigma_{FPmax2}$	= 767.1	$\sigma_{HPmax1}$	= 2400.0	$\sigma_{HPmax2}$	= 2400.0
$K_F$	= 1.599	$K_{Fv}$	= 1.088	$\alpha_{HO1}$	= 536.5	$\alpha_{HO2}$	= 536.5
$K_{Fa}$	= 1.291	$K_{F\beta}$	= 1.035	$Z_B$	= 1.000	$Z_D$	= 1.000
$Y_\epsilon$	= 0.634	$Y_\beta$	= 0.883	$K_H$	= 1.609	$K_{Hv}$	= 1.088
$Y_{FS1}$	= 3.778	$Y_{FS2}$	= 3.853	$K_{H\alpha}$	= 1.291	$K_{H\beta}$	= 1.041
$Y_{Fa1}$	= 2.365	$Y_{Fa2}$	= 2.456	$K_A$	= 1.100	$K_{AS}$	= 2.000
$Y_{Sa1}$	= 1.597	$Y_{Sa2}$	= 1.569	$Z_\epsilon$	= 0.796	$Z_H$	= 2.440
$Y_{Sarel1}$	= 1.000	$Y_{Sarel2}$	= 1.000	$Z_{N1}$	= 1.000	$Z_{N2}$	= 1.000
$Y_{N1}$	= 1.000	$Y_{N2}$	= 1.000	$Z_E$	= 189.294	$Z_\beta$	= 1.000
$Y_{X1}$	= 0.890	$Y_{X2}$	= 0.890				
$Y_{\delta 1}$	= 1.062	$Y_{\delta 2}$	= 1.139				
$Y_{S1}$	= 1.781	$Y_{S2}$	= 1.749				
$Y_{\delta St1}$	= 1.592	$Y_{\delta St2}$	= 1.567				
$Y_{\delta StT1}$	= 1.600	$Y_{\delta StT2}$	= 1.600				

Obr. 9: Výstupní okno pevnostní kontroly 2. soukolí – program CSNw [17]

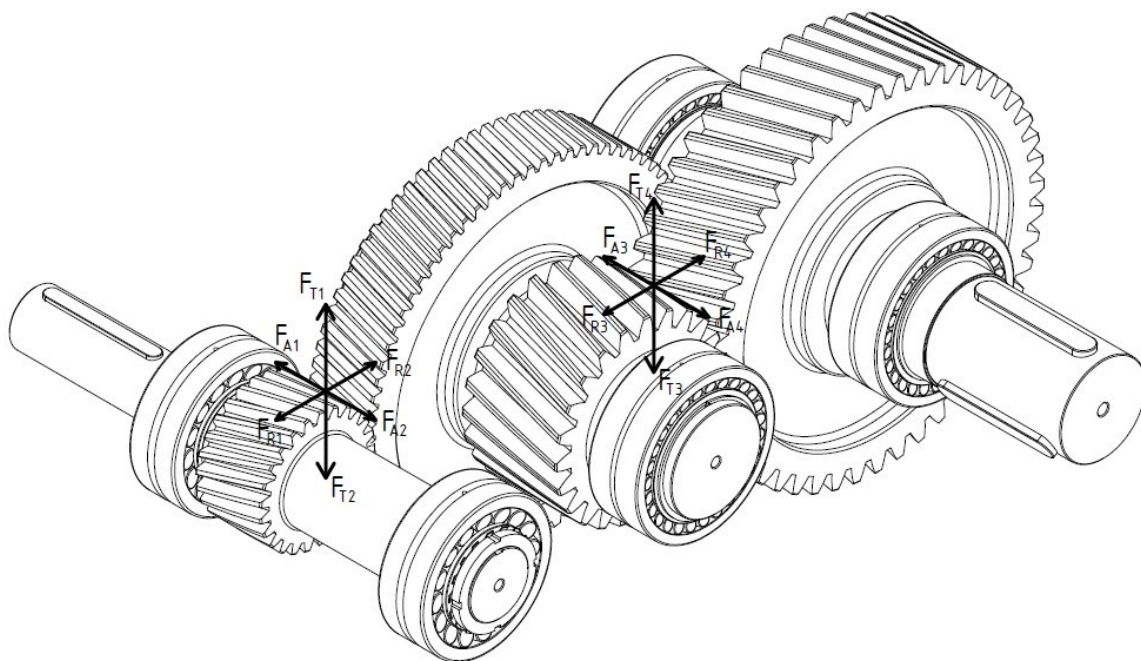


Obr. 10: Wöhlerovy křivky pro navržené 2. soukolí [17]

Výsledky bezpečnosti v ohybu výrazně převyšují stanovené zásady. Je to dáno tím, že tuto bezpečnost ovlivňuje především zvolený modul soukolí a celkový tvar zubu. Bezpečnost v ohybu je svázána s bezpečností v dotyku, která v obou případech vycházela méně. Proto v této práci při návrhu a pevnostní kontrole je bezpečnost v dotyku prioritní, a snahou je docílit stanovené zásady s větší rezervou. To bylo zajištěno vhodnou volbou šířky ozubení a právě zvoleným materiálem s povrchovou úpravou.

### 4.3 Síly v ozubení

V soukolích vznikají vlivem působení krouticího momentu síly tečné, radiální a axiální. Všechny tyto síly jsou vyznačeny ve 3D modelu na Obr. 11.



Obr. 11: Síly v ozubení

Tečné síly:

$$F_{T1} = F_{T2} = \frac{T_1}{\frac{d_{w1}}{2}} = \frac{2 \cdot T_1}{\frac{m_{n1,2} \cdot z_1}{\cos \beta_{1,2}}} = \frac{2 \cdot 7\,795,34}{\frac{0,01 \cdot 25}{\cos 14^\circ}} = 60\,510,28 \text{ N} \quad (5)$$

$$F_{T3} = F_{T4} = \frac{T_2}{\frac{d_{w3}}{2}} = \frac{2 \cdot T_2}{\frac{m_{n3,4} \cdot z_3}{\cos \beta_{3,4}}} = \frac{2 \cdot 22\,749,92}{\frac{0,016 \cdot 23}{\cos 14^\circ}} = 119\,968,21 \text{ N} \quad (6)$$

Radiální síly:

$$F_{R1} = F_{R2} = F_{T1} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{1,2}} = 60\,510,28 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ} = 22\,698,17 \text{ N} \quad (7)$$

$$F_{R3} = F_{R4} = F_{T3} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{3,4}} = 119\,968,21 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ} = 45\,001,60 \text{ N} \quad (8)$$

Axiální síly:

$$F_{A1} = F_{A2} = F_{T1} \cdot \tan \beta_{1,2} = 60\,510,28 \cdot \tan 14^\circ = 15\,086,91 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{A3} = F_{A4} = F_{T3} \cdot \tan \beta_{3,4} = 119\,968,21 \cdot \tan 14^\circ = 29\,991,43 \text{ N} \quad (10)$$

#### 4.4 Průběhy statických účinků na hřídelích

Všechny hřídele jsou namáhány silami od ozubení a dávají za vznik ohybovým napětím. Dále pak jsou hřídele namáhány krutem. V prvních krocích jsou vždy vypočteny reakční síly, které jsou taktéž vstupy pro výpočet ložisek. Poté je stanoveno průběhů statických ohybových účinků na každé z hřídelí. Číselné hodnoty krouticích účinků jsou již vypočteny v první kapitole návrhu, viz Tab. 1.

##### Vstupní hřídel

Výpočet reakcí v rovině x – y:

$$\sum M_A = -R_{B\ x-y} \cdot (a + b) + F_{R1} \cdot a - F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \text{ [Nm]} \quad (11)$$

$$R_{B\ x-y} = \frac{F_{R1} \cdot a - F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2}}{a + b} = \frac{22\,698,17 \cdot 0,169 - 15\,086,91 \cdot \frac{0,257\,65}{2}}{0,169 + 0,439} = 3\,112,53 \text{ N}$$

$$\sum M_B = R_{A\ x-y} \cdot (a + b) - F_{R1} \cdot b - F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \text{ [Nm]} \quad (12)$$

$$R_{A\ x-y} = \frac{F_{R1} \cdot b + F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2}}{a + b} = \frac{22\,698,17 \cdot 0,439 + 15\,086,91 \cdot \frac{0,257\,65}{2}}{0,169 + 0,439} = 19\,585,64 \text{ N}$$

Výpočet reakcí v rovině x – z:

$$\sum M_A = -R_{B\ x-z} \cdot (a + b) + F_{T1} \cdot a = 0 \text{ [Nm]} \quad (13)$$

$$R_{B\ x-z} = \frac{F_{T1} \cdot a}{a + b} = \frac{60\,510,28 \cdot 0,169}{0,169 + 0,439} = 16\,819,47 \text{ N}$$

$$\sum M_B = R_{A\ x-z} \cdot (a + b) - F_{T1} \cdot b = 0 \text{ [Nm]} \quad (14)$$

$$R_{A\ x-z} = \frac{F_{T1} \cdot b}{a + b} = \frac{60\,510,28 \cdot 0,439}{0,169 + 0,439} = 43\,690,81 \text{ N}$$

Průběh ohybových momentů v rovině x – y:

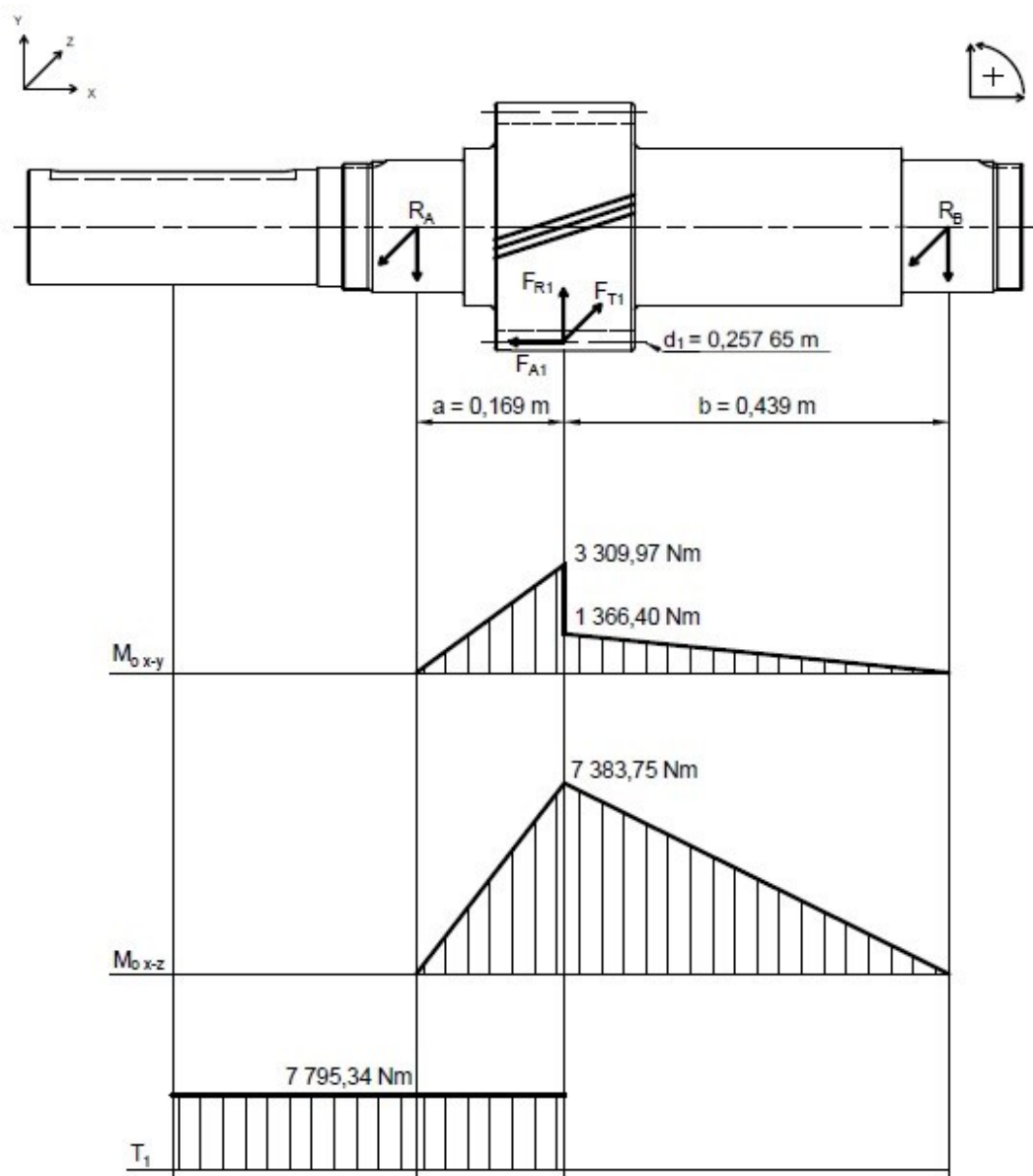
$$M_{O\ x-y; x1} = R_{A\ x-y} \cdot x_1 = (x_1 \rightarrow a) = 19\,585,64 \cdot 0,169 = 3\,309,97 \text{ Nm} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} M_{O\ x-y; x2} &= M_{O\ x-y; x1} - F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2} = 19\,585,64 \cdot 0,169 - 15\,086,91 \cdot \frac{0,257\,65}{2} = \\ &= 1\,366,40 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (16)$$

Průběh ohybových momentů v rovině x – z:

$$M_{O\ x-z; x1} = R_{A\ x-z} \cdot x_1 = (x_1 \rightarrow a) = 43\,690,81 \cdot 0,169 = 7\,383,75 \text{ Nm} \quad (17)$$





**Obr. 12:** Síly od ozubení, reakce, průběhy ohybových a krouticích momentů na vstupní hřídeli

## Předloková hřídel

Výpočet reakcí v rovině x – y:

$$\sum M_A = R_{B\ x-y} \cdot (a + b + c) + F_{R3} \cdot (a + b) - F_{A3} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{R2} \cdot a - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0 \text{ [Nm]} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} R_{B\ x-y} &= \frac{-F_{R3} \cdot (a + b) + F_{A3} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{R2} \cdot a + F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2}}{(a + b + c)} = \\ &= \frac{-45\,001,60 \cdot 0,404 + 29\,911,43 \cdot \frac{0,379\,26}{2} + 22\,698,17 \cdot 0,174 + 15\,086,17 \cdot \frac{0,783\,26}{2}}{0,174 + 0,230 + 0,214} = \\ &= -4\,289,42 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\sum M_B = -R_{A\ x-y} \cdot (a + b + c) + F_{R2} \cdot (b + c) - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{R3} \cdot c - F_{A3} \cdot \frac{d_3}{2} = 0 \text{ [Nm]} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} R_{A\ x-y} &= \frac{F_{R2} \cdot (b + c) - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{R3} \cdot c - F_{A3} \cdot \frac{d_3}{2}}{(a + b + c)} = \\ &= \frac{22\,698,17 \cdot 0,444 - 15\,086,91 \cdot \frac{0,783\,26}{2} - 45\,001,60 \cdot 0,214 - 29\,911,43 \cdot \frac{0,379\,26}{2}}{0,174 + 0,230 + 0,214} = \\ &= -18\,014,48 \text{ N} \end{aligned}$$

Výpočet reakcí v rovině x – z:

$$\sum M_A = R_{B\ x-z} \cdot (a + b + c) - F_{T3} \cdot (a + b) - F_{T2} \cdot a = 0 \text{ [Nm]} \quad (20)$$

$$R_{B\ x-z} = \frac{F_{T3} \cdot (a + b) + F_{T2} \cdot a}{(a + b + c)} = \frac{119\,968,21 \cdot 0,404 + 60\,510,28 \cdot 0,174}{0,174 + 0,230 + 0,214} = 95\,462,70 \text{ N}$$

$$\sum M_B = -R_{A\ x-z} \cdot (a + b + c) + F_{T2} \cdot (b + c) + F_{T3} \cdot c = 0 \text{ [Nm]} \quad (21)$$

$$R_{A\ x-z} = \frac{F_{T2} \cdot (b + c) + F_{T3} \cdot c}{(a + b + c)} = \frac{60\,510,28 \cdot 0,444 + 119\,968,21 \cdot 0,214}{0,174 + 0,230 + 0,214} = 85\,015,79 \text{ N}$$

Průběh ohybových momentů v rovině x – y:

$$M_{O\ x-y; x1} = -R_{A\ x-y} \cdot x_1 = (x_1 \rightarrow a) = 18\,014,48 \cdot 0,174 = 3\,134,52 \text{ Nm} \quad (22)$$

$$M_{O\ x-y; x2} = M_{O\ x-y; x1} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} = 3\,134,52 - 15\,086,91 \cdot \frac{0,783\,26}{2} = -2\,773,97 \text{ Nm} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} M_{O\ x-y; x3} &= -R_{A\ x-y} \cdot (a + x_3) - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{R2} \cdot x_3 = (x_3 \rightarrow b) = \\ &= 18\,014,48 \cdot 0,404 - 15\,086,91 \cdot \frac{0,783\,26}{2} + 22\,698,17 \cdot 0,230 = 6\,589,94 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (24)$$

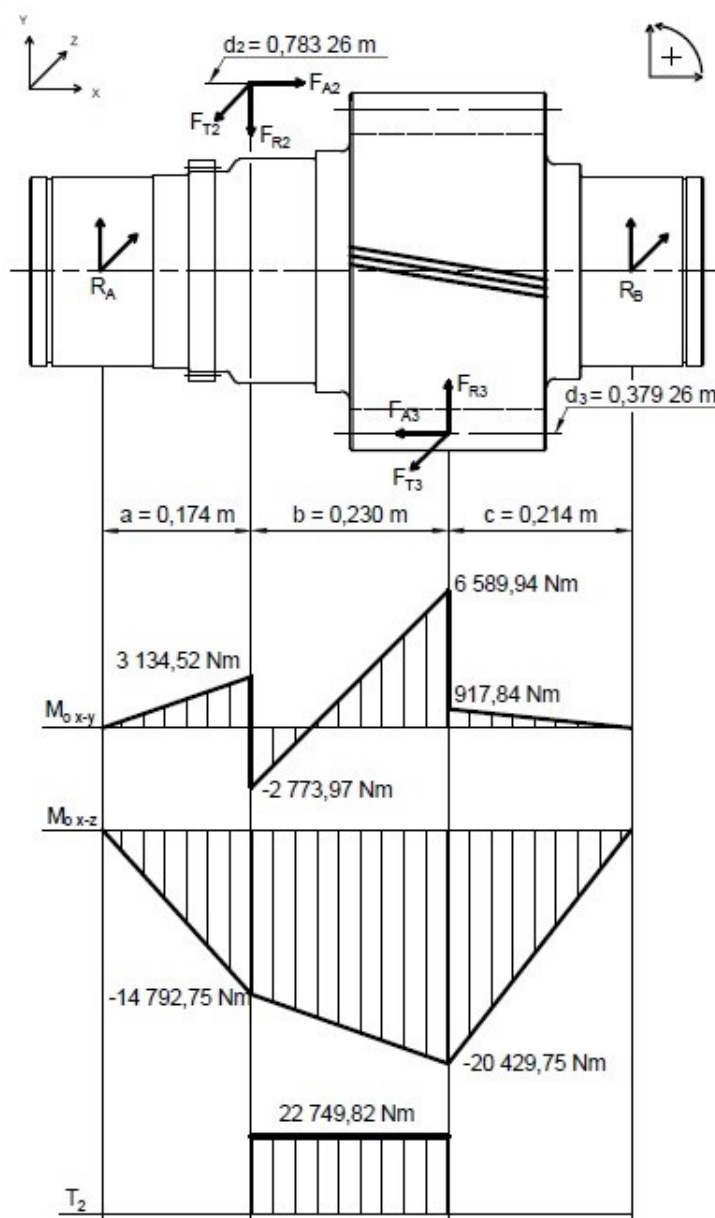
$$M_{O\ x-y; x4} = M_{O\ x-y; x3} - F_{A3} \cdot \frac{d_3}{2} = 6\,589,94 - 29\,911,43 \cdot \frac{0,379\,26}{2} = 917,84 \text{ Nm} \quad (25)$$



Průběh ohybových momentů v rovině  $x - z$ :

$$M_{O_{x-z}; x_1} = -R_{A_{x-z}} \cdot x_1 = (x_1 \rightarrow a) = -85\,015,79 \cdot 0,174 = -14\,792,75 \text{ Nm} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} M_{O_{x-z}; x_2} &= R_{A_{x-z}} \cdot (a + x_2) + F_{T2} \cdot x_2 = (x_2 \rightarrow b) = \\ &= -85\,015,79 \cdot 0,404 + 60\,510,28 \cdot 0,230 = -20\,429,01 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (27)$$



**Obr. 13:** Síly od ozubení, reakce, průběhy ohybových a krutických momentů na předlohovém hřídeli

## Výstupní hřídel

Výpočet reakcí v rovině x – y:

$$\sum M_A = -R_{B\ x-y} \cdot (a + b) + F_{R4} \cdot a + F_{A4} \cdot \frac{d_4}{2} = 0 \text{ [Nm]} \quad (28)$$

$$R_{B\ x-y} = \frac{F_{R4} \cdot a + F_{A4} \cdot \frac{d_4}{2}}{a + b} = \frac{45\,001,60 \cdot 0,404 + 29\,911,43 \cdot \frac{0,791\,51}{2}}{0,404 + 0,214} = 48\,573,21 \text{ N}$$

$$\sum M_B = R_{A\ x-y} \cdot (a + b) - F_{R4} \cdot b + F_{A4} \cdot \frac{d_4}{2} = 0 \text{ [Nm]} \quad (29)$$

$$R_{A\ x-y} = \frac{F_{R4} \cdot b - F_{A4} \cdot \frac{d_4}{2}}{a + b} = \frac{45\,001,60 \cdot 0,214 - 29\,911,43 \cdot \frac{0,791\,51}{2}}{0,404 + 0,214} = -3\,571,61 \text{ N}$$

Výpočet reakcí v rovině x – z:

$$\sum M_A = -R_{B\ x-z} \cdot (a + b) + F_{T4} \cdot a = 0 \text{ [Nm]} \quad (30)$$

$$R_{B\ x-z} = \frac{F_{T4} \cdot a}{a + b} = \frac{119\,968,21 \cdot 0,404}{0,404 + 0,214} = 78\,425,82 \text{ N}$$

$$\sum M_B = R_{A\ x-z} \cdot (a + b) - F_{T4} \cdot b = 0 \text{ [Nm]} \quad (31)$$

$$R_{A\ x-z} = \frac{F_{T4} \cdot b}{a + b} = \frac{119\,968,21 \cdot 0,214}{0,404 + 0,214} = 41\,542,39 \text{ N}$$

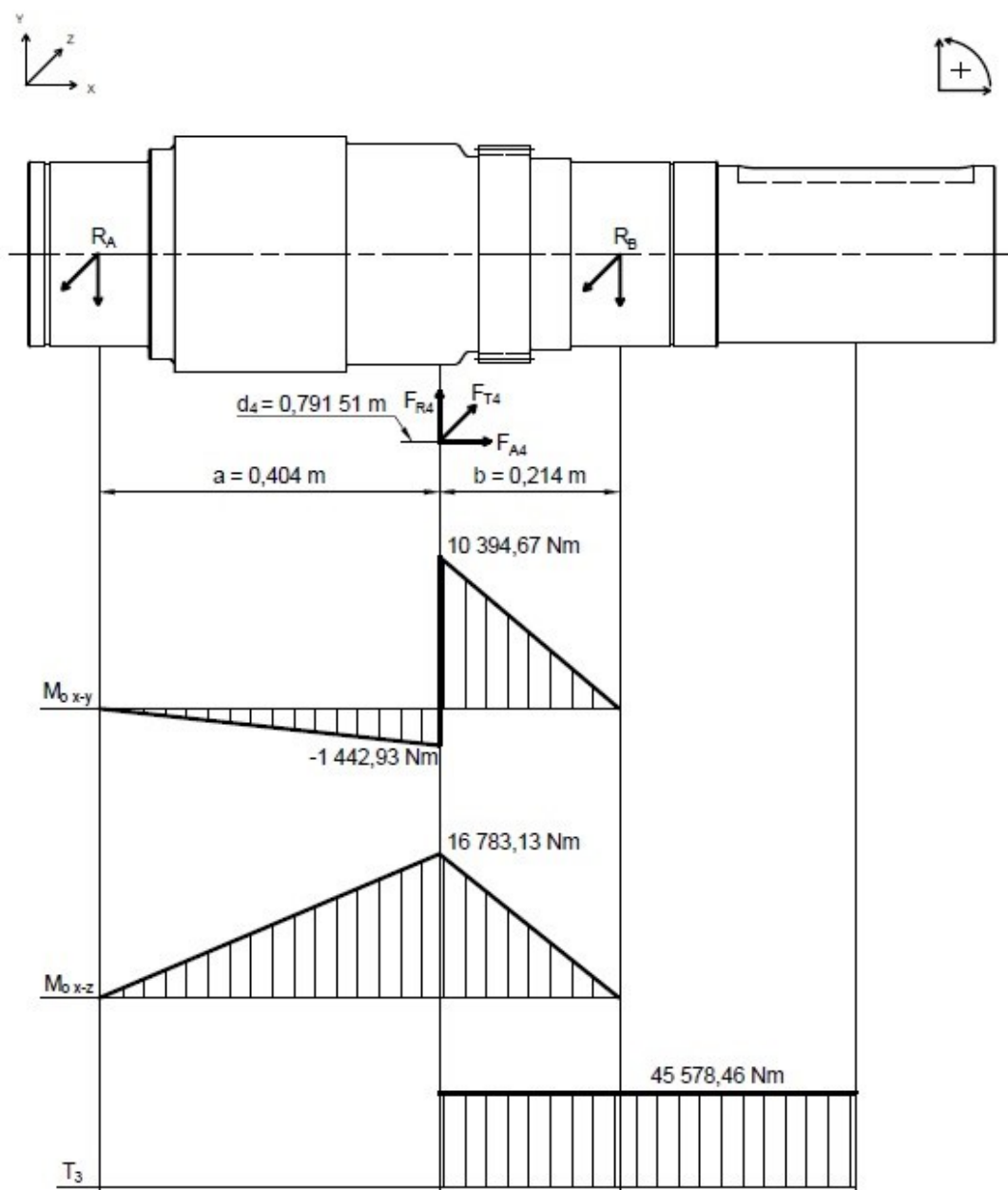
Průběh ohybových momentů v rovině x – y:

$$M_{O\ x-y; x_1} = R_{A\ x-y} \cdot x_1 = (x_1 \rightarrow a) = -3\,571,61 \cdot 0,404 = -1\,442,93 \text{ Nm} \quad (32)$$

$$M_{O\ x-y; x_2} = M_{O\ x-y; x_1} + F_{A4} \cdot \frac{d_4}{2} = -1\,442,93 + 29\,911,43 \cdot \frac{0,791\,51}{2} = 10\,394,67 \text{ Nm} \quad (33)$$

Průběh ohybových momentů v rovině x – z:

$$M_{O\ x-z; x_1} = R_{A\ x-z} \cdot x_1 = (x_1 \rightarrow a) = 41\,542,39 \cdot 0,404 = 16\,783,13 \text{ Nm} \quad (34)$$



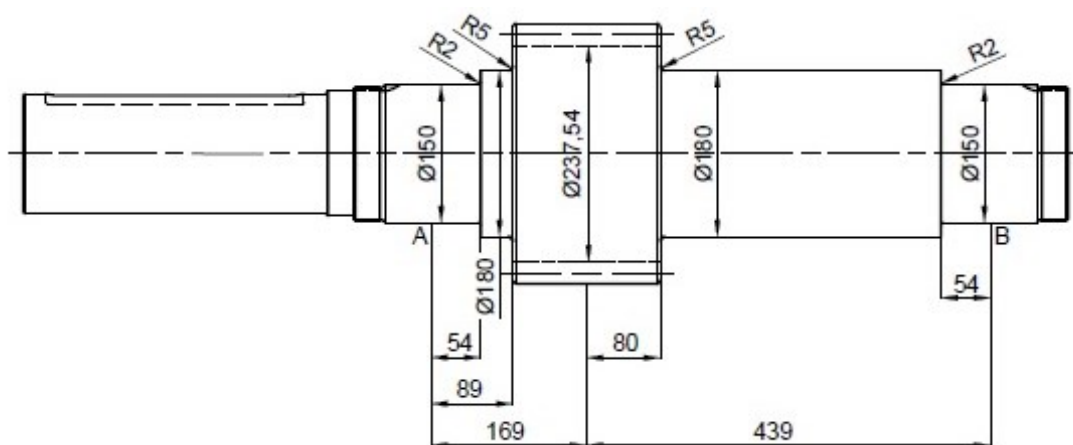
**Obr. 14:** Síly od ozubení, reakce, průběhy ohybových a krouticích momentů na výstupní hřídeli

## 4.5 Statická a dynamická kontrola hřídelí

Na základě průběhů statických účinků na hřídelích a navrhovaného konstrukčního řešení hřídelí je nutné, aby hřídele byly zkontrolovány staticky v několika kritických místech. Jedná se nejčastěji o přechody průměrů. Dynamickou kontrolou je podrobeno místo s nejnižší statickou bezpečností. Zvolený materiál všech hřídelí je konstrukční ocel 12 051 s hodnotami meze kluzu a meze pevnosti dle normy [18].

### Vstupní hřídel

První kritické místo je přechod průměrů se zaoblením R2, viz zleva na Obr. 15. Nejdříve je vypočteno ohybových a krouticích momentů pro dané místo. Následně jsou určeny součinitele vrubu [3]. Výsledkem je vždy statická bezpečnost. Hodnoty bezpečnosti pro ostatní místa na hřídeli jsou zanesena do Tab. 3.



Obr. 15: Vyznačení kritických průřezů na vstupní hřídeli

$$M_{O_{x-y;1}} = R_{A_{x-y}} \cdot l_1 = 19\,585,64 \cdot 0,054 = 1\,057,62 \text{ Nm} \quad (35)$$

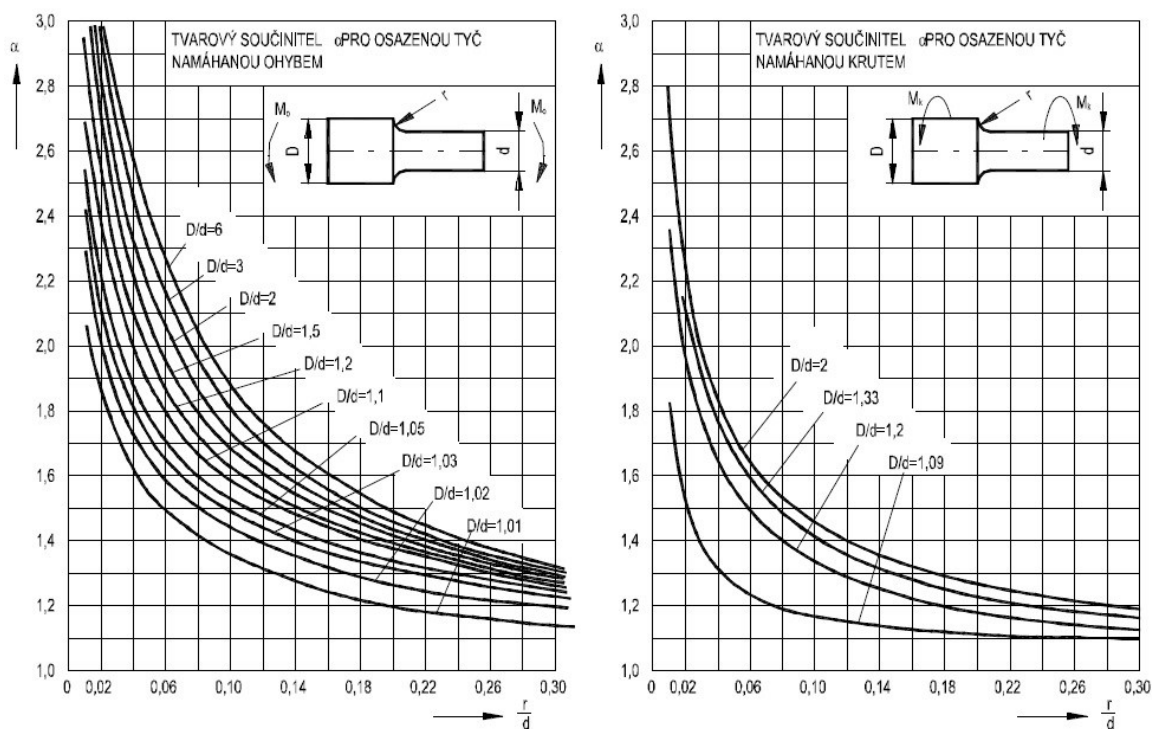
$$M_{O_{x-z;1}} = R_{A_{x-z}} \cdot l_1 = 43\,690,18 \cdot 0,054 = 2\,359,27 \text{ Nm} \quad (36)$$

$$M_{O;V1} = \sqrt{(K_A \cdot M_{O_{x-y;1}})^2 + (K_A \cdot M_{O_{x-z;1}})^2} = \sqrt{(1,1 \cdot 1\,057,62)^2 + (1,1 \cdot 2\,359,25)^2} = 2\,844,01 \text{ Nm} \quad (37)$$

$$M_{K1} = K_A \cdot T_1 = 1,1 \cdot 7\,795,34 = 8\,574,87 \text{ Nm} \quad (38)$$

Tab. 2: Zjištění součinitelů pro konkrétní vrub dle Obr. 16.

$\frac{r}{d} = \frac{2}{150} = 0,013$	$\frac{D}{d} = \frac{180}{150} = 1,2$	$\alpha_\sigma = 2,54$	$\alpha_\tau = 2,1$
---------------------------------------	---------------------------------------	------------------------	---------------------



Obr. 16: Součinitele vrubu  $\alpha$  pro různé druhy zatěžování [3]

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot M_{O,V1}}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \alpha_\sigma = \frac{32 \cdot 2\,844,01}{\pi \cdot 0,15^3} \cdot 2,54 = 21,80 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot M_{K1}}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \alpha_\tau = \frac{16 \cdot 8\,574,87}{\pi \cdot 0,15^3} \cdot 2,1 = 27,17 \text{ MPa} \quad (40)$$

$$\sigma_{RED;1} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{21,80^2 + 4 \cdot 27,17^2} = 58,55 \text{ MPa} \quad (41)$$

$$k_{S;1} = \frac{R_e}{\sigma_{RED;1}} = \frac{300}{58,55} = 5,12 \quad (42)$$

Tab. 3: Statická kontrola vstupní hřídele

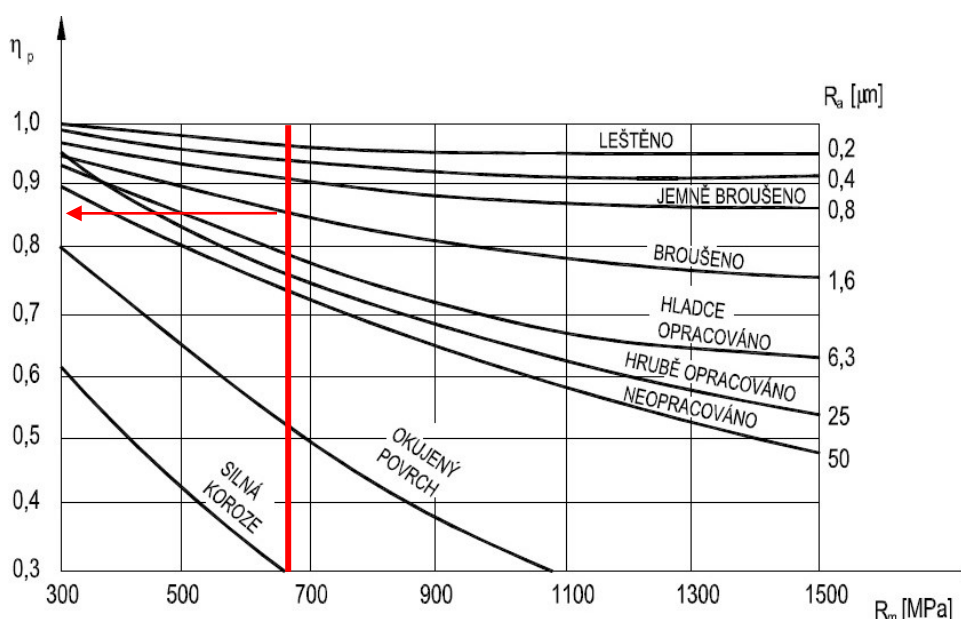
Místo (zleva)	$M_{Ox-y}$ [Nm]	$M_{Ox-z}$ [Nm]	$M_{O,V}$ [Nm]	$M_K$ [Nm]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]
1	1 057,62	2 359,27	2 844,01	8 574,87	2,54	2,1
2	1 743,12	3 888,43	4 687,39	8 574,87	2,64	2,15
3	1 117,40	6 038,19	6 754,78	8 574,87	2,64	2,15
4	168,08	908,25	1 016,04	8 574,87	2,54	2,1

Místo (zleva)	$\sigma$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{RED}$ [MPa]	$k_S$ [-]
1	21,80	27,17	58,55	5,12
2	21,61	16,10	38,78	7,74
3	31,15	16,10	44,80	6,70
4	7,79	27,17	54,90	5,46

Dynamickou kontrolou je vyšetřeno vzhledem k výsledku statické bezpečnosti místo prvního osazení s poloměrem R2. Je spočtena základní mez únavy materiálu, která je dále snížena o součinitele velikosti  $\varepsilon_v$  [3], kvality povrchu  $\eta_p$  [3] a vrubový součinitel  $\beta$ . Ten je vypočten podle Neubergera. Vzhledem k faktu, že se pohybujeme v intervalu, kde působí jak ohybové namáhání, tak i krouticí, jednotlivé bezpečnosti je nutné vztahem (50) společně „sečíst“.

$$\sigma_C = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 590 = 289,1 \text{ MPa} \quad (43)$$

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_{\sigma;1}-1}{1+\frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,54-1}{1+\frac{0,38}{\sqrt{2}}} = 2,21 \quad (44)$$



Obr. 17: Součinitel jakosti povrchu  $\eta_p$  [3]

$$\sigma_{C;1}^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_1} = 289,1 \cdot \frac{0,6 \cdot 0,88}{2,21} = 69,07 \text{ MPa} \quad (45)$$

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot M_{Q;V1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 2844,01}{\pi \cdot 0,15^3} = 8,58 \text{ MPa} \quad (46)$$

$$k_{D;\sigma;1} = \frac{\sigma_{C;1}^*}{\sigma_1} = \frac{69,07}{8,58} = 8,05 \quad (47)$$

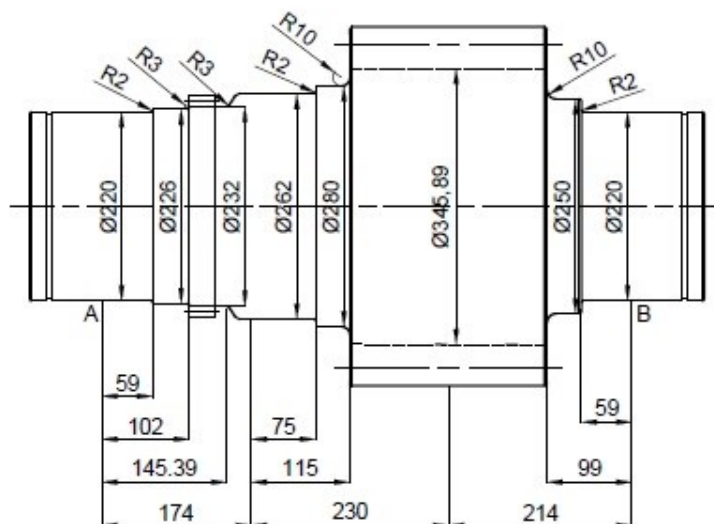
$$\tau_1 = \frac{16 \cdot M_{K1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 8574,87}{\pi \cdot 0,15^3} = 12,94 \text{ MPa} \quad (48)$$

$$k_{D;\tau;1} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_1} = \frac{0,577 \cdot 300}{12,94} = 13,38 \quad (49)$$

$$k_{D;1} = \frac{k_{D;\sigma;1} \cdot k_{D;\tau;1}}{\sqrt{k_{D;\sigma;1}^2 + k_{D;\tau;1}^2}} = \frac{8,05 \cdot 13,38}{\sqrt{8,05^2 + 13,38^2}} = 6,90 \quad (50)$$

## Předloková hřídel

Na předlokové hřídeli se nachází více přechodů či zápichů. Všechny tyto místa musí být vyšetřeny. Data statické kontroly jsou přehledně uspořádány v Tab. 4.



Obr. 18: Vyznačení kritických průřezů na předlokové hřídeli

Tab. 4: Statická kontrola předlokové hřídele

Místo (zleva)	$M_{O_{x-y}}$ [Nm]	$M_{O_{x-z}}$ [Nm]	$M_{O_v}$ [Nm]	$M_K$ [Nm]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]
1	1 062,84	5 015,93	5 640,03	25 024,80	2,35	1,9
2	1 837,48	8 671,61	9 750,56	25 024,80	2,31	1,85
3	2 619,13	12 360,45	13 898,38	25 024,80	2,58	2,42
4	279,48	16 630,66	18 296,31	25 024,80	2,6	1,88
5	1 907,99	17 610,88	19 485,33	25 024,80	2,3	1,8
6	424,62	9 450,81	10 406,38	25 024,80	2,2	1,78
7	253,08	5 632,30	6 201,78	25 024,80	2,35	1,9

Místo (zleva)	$\sigma$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{RED}$ [MPa]	$k_S$ [-]
1	12,68	22,74	47,21	6,35
2	19,88	20,43	45,44	6,60
3	29,25	24,70	57,41	5,23
4	26,94	13,32	37,89	7,92
5	20,80	10,45	29,49	10,17
6	14,92	14,52	32,65	9,19
7	13,94	22,74	47,57	6,30

Dynamickou kontrolou je nyní podrobena místo zaoblení u evolventního drážkování. Tato drážka je na hřídeli z výrobních důvodů.

$$\beta_3 = 1 + \frac{\alpha_{\sigma;3} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_3}}} = 1 + \frac{2,42 - 1}{1 + \frac{0,38}{\sqrt{3}}} = 2,16 \quad (51)$$

$$\sigma_{C;3}^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_3} = 289,1 \cdot \frac{0,6 \cdot 0,88}{2,16} = 70,67 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$\sigma_3 = \frac{32 \cdot M_{O;V3}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 13\,898,38}{\pi \cdot 0,232^3} = 11,34 \text{ MPa} \quad (53)$$

$$k_{D;\sigma;3} = \frac{\sigma_{C;3}^*}{\sigma_3} = \frac{70,67}{11,34} = 6,23 \quad (54)$$

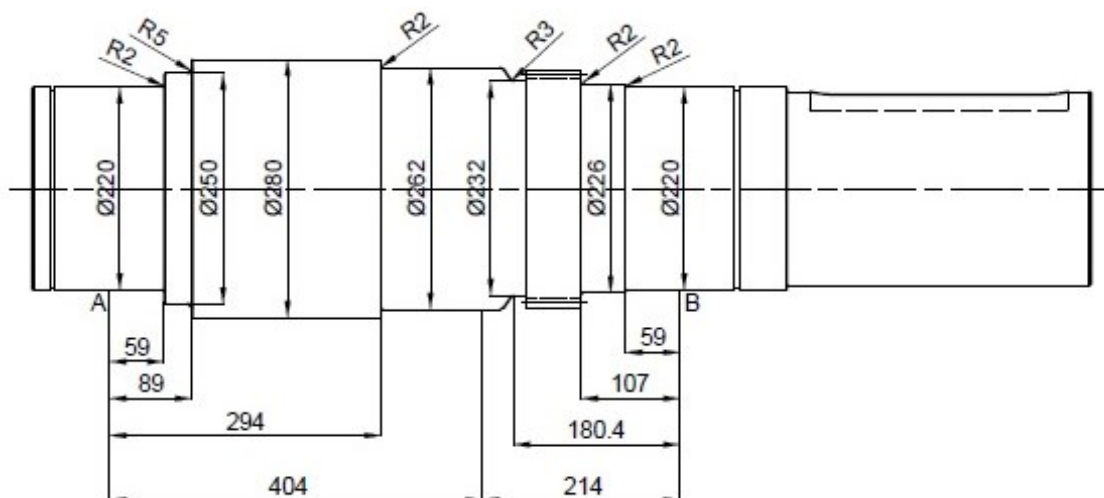
$$\tau_3 = \frac{16 \cdot M_{K3}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 25\,024,80}{\pi \cdot 0,232^3} = 10,21 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$k_{D;\tau;3} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_3} = \frac{0,577 \cdot 300}{10,21} = 16,95 \quad (56)$$

$$k_{D;3} = \frac{k_{D;\sigma;3} \cdot k_{D;\tau;3}}{\sqrt{k_{D;\sigma;3}^2 + k_{D;\tau;3}^2}} = \frac{6,23 \cdot 16,95}{\sqrt{6,23^2 + 16,95^2}} = 5,85 \quad (57)$$

## Výstupní hřídel

Výstupní hřídel je výrobně shodně náročná jako hřídel předlohová. Rovněž se na ní nachází evolventní drážkování, které přenáší točivý moment z posledního kola dále ke kulovému mlýnu. Drážka pro pojistný hřídelový kroužek u pravého ložiska (podpora B) kontrolována není, neboť je zatížena pouze krouticím momentem a je splněna podmínka minimálního průměru vyjádřeného právě z krutu.



**Obr. 19:** Vyznačení kritických průřezů na výstupní hřídeli



**Tab. 5:** Statická kontrola výstupní hřídele

Místo (zleva)	$M_{O\ x-y}$ [Nm]	$M_{O\ x-z}$ [Nm]	$M_{O\ v}$ [Nm]	$M_K$ [Nm]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]
1	210,70	2 451,00	2 706,04	50 136,31	2,6	1,9
2	317,87	3 697,27	4 082,00	50 136,31	2,4	1,54
3	1 050,05	12 213,46	13 484,37	50 136,31	2,5	1,85
4	8 762,61	14 148,02	18 305,99	50 136,31	2,54	1,82
5	5 197,33	8 391,56	10 857,76	50 136,31	2,32	1,82
6	2 865,82	4 627,12	5 986,99	50 136,31	2,6	1,9

Místo (zleva)	$\sigma$ [MPa]	$\tau$ [MPa]	$\sigma_{RED}$ [MPa]	$k_S$ [-]
1	6,73	45,56	91,37	3,28
2	6,39	25,17	50,74	5,91
3	19,09	26,27	55,90	5,37
4	37,93	37,83	84,64	3,54
5	22,23	40,26	83,53	3,59
6	14,89	45,56	92,33	3,25

$$\beta_6 = 1 + \frac{\alpha_{\sigma;6} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_6}}} = 1 + \frac{2,6 - 1}{1 + \frac{0,38}{\sqrt{2}}} = 2,26 \quad (58)$$

$$\sigma_{C;6}^* = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_6} = 289,1 \cdot \frac{0,6 \cdot 0,88}{2,26} = 67,54 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$\sigma_6 = \frac{32 \cdot M_{O;V6}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 5\,986,99}{\pi \cdot 0,220^3} = 5,73 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$k_{D;\sigma;6} = \frac{\sigma_{C;6}^*}{\sigma_6} = \frac{67,54}{5,73} = 11,79 \quad (61)$$

$$\tau_6 = \frac{16 \cdot M_{K6}}{\pi \cdot d_6^3} = \frac{16 \cdot 50\,136,31}{\pi \cdot 0,220^3} = 23,98 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$k_{D;\tau;6} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_6} = \frac{0,577 \cdot 300}{23,98} = 7,22 \quad (63)$$

$$k_{D;6} = \frac{k_{D;\sigma;6} \cdot k_{D;\tau;6}}{\sqrt{k_{D;\sigma;6}^2 + k_{D;\tau;6}^2}} = \frac{11,79 \cdot 7,22}{\sqrt{11,79^2 + 7,22^2}} = 6,16 \quad (64)$$

Nejnižší bezpečnost při statické kontrole výstupní hřídele má místo nejbližší pravému ložisku. Toto místo bylo také podrobena dynamické kontrole, která však vyšla vyšší. Důvod této anomálie je skryt v součinitelích. U statické kontroly jsou to součinitele vrubu. Dále pak se v daném místě přibližujeme nejnižší možnému průměru hřídele, který může být namáhán jak ohybově, tak i krutem. Místa za ložisky, jsou teoreticky namáhána pouze krutem.

#### 4.6 Návrh ložisek a stanovení jejich životnosti

Pro přenos velkých zatížení vznikající od ozubených kol, kdy do ložisek vstupují jak značné radiální zatížení, tak současně zatížení axiální, jsou nejvhodnější volbou soudečková ložiska. Zároveň lze k prospěchu využít řešení jejich konstrukce dvou řad soudečkových valivých těles se společnou kulovou dráhou na vnějším kroužku, které přináší možnost naklopitelnosti vnitřního kroužku kolem středu ložiska. Což je důležité při průhybu hřídelí při chodu celého zařízení. [4]

Pro vstupní hřídel jsou zvolena ložiska řady 223, která jsou určena pro vysoké otáčky. Pro předlohou a výstupní hřídel je použito shodných ložisek typu 240, která mají vysokou základní dynamickou únosnost. Všechna zvolená ložiska mají jednoduchou masivní klec z mosazi a jsou opatřena drážkou s mazacími otvory na obvodu vnějšího kroužku, kterými je přiváděn olej. Ten má funkci nejen mazací, ale také funkci odvodu tepla vznikajícího v ložisku, který při přenosu velkých zatížení značně vzniká.

V Tab. 6 a Tab. 7 následující strany jsou uvedeny základní rozměry zvolených ložisek, dále jejich základní únosnosti a výpočtové součinitele. Všechna data jsou převzata od výrobce. [9]

Soudečková ložiska jsou kontrolována standardně jako každá jiná valivá ložiska, a to výpočtem trvanlivosti podle známého vztahu (67), popř. trvanlivosti uváděných v provozních hodinách při konstantních otáčkách podle vztahu (68). Výpočet ekvivalentního zatížení se řídí podle poměru vstupujících zatížení do ložiska s porovnáním výpočtového součinitele  $e$ , který je uváděn v katalogu výrobcem ložiska. [3]

$$\frac{F_A}{F_R} \leq e \rightarrow P = F_R + Y_1 \cdot F_A \text{ [N]} \quad (65)$$

$$\frac{F_A}{F_R} > e \rightarrow P = 0,65 \cdot F_R + Y_2 \cdot F_A \text{ [N]} \quad (66)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \text{ [mil. ot.]} \quad (67)$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ [hod]} \quad (68)$$

Zatížení vstupující do ložisek je vypočteno v dřívější kapitole, která se věnovala průběhům statických účinků na hřídelích. Tyto hodnoty jsou převzaty a radiální zatížení je vypočteno kvadratickým součtem dílčích složek, které jsou násobením navýšeny o součinitel zahrnující vnější dynamické zatížení  $K_A$ , (69), (70). Stejně tak axiální zatížení jsou výpočtově navýšena o součinitel  $K_A$  (71).

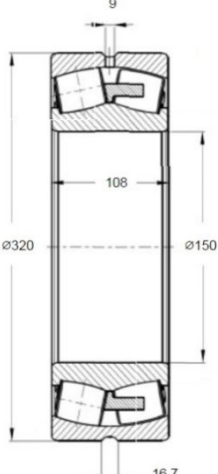
$$F_{R1} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Ax-y})^2 + (K_A \cdot R_{Ax-z})^2} \text{ [N]} \quad (69)$$

$$F_{R2} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Bx-y})^2 + (K_A \cdot R_{Bx-z})^2} \text{ [N]} \quad (70)$$

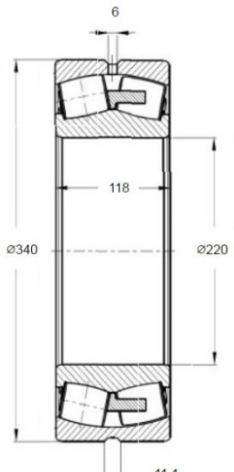
$$F_{A1} = K_A \cdot R_{AX} \text{ [N]} \quad (71)$$

Konstrukce uložení všech ložisek v převodovce je souměrné, tudíž do výpočtů je axiální zatížení zahrnuto vždy k výraznější složce radiálního zatížení z obou ložisek. Takto zatížené ložisko je poškozováno více a vypočtená trvanlivost je tudíž nejnižší možná. V praxi však se může axiální zatížení rozdělit na obě ložiska v různém poměru a trvanlivost se díky tomu zvýší.

**Tab. 6:** Data od výrobce ložisek – ložiska pro vstupní hřídel [10]

ZKL - GROUP	223 30 EW 33 MH		41,1 kg
	d [mm]	D [mm]	B [mm]
	150	320	108
	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]	MFO - olej [min <sup>-1</sup> ]
	1 520	1 850	1 400
	e [-]	Y <sub>1</sub> [-]	Y <sub>2</sub> [-]
	0,33	2,0	3,0

**Tab. 7:** Data od výrobce ložisek – ložiska pro předlohou a výstupní hřídel [10]

ZKL - GROUP	240 44 EW 33 MH		39,7 kg
	d [mm]	D [mm]	B [mm]
	220	340	118
	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]	MFO – olej [min <sup>-1</sup> ]
	1 650	2 830	1 100
	e [-]	Y <sub>1</sub> [-]	Y <sub>2</sub> [-]
	0,32	2,3	3,1

Následující výpočet je proveden pro ložiska osazená na vstupní hřídeli. Ostatní hodnoty jsou přehledně zaneseny do Tab. 8.

$$F_{R1} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Ax-y})^2 + (K_A \cdot R_{Ax-z})^2} = \sqrt{(1,1 \cdot 19\,585,64)^2 + (1,1 \cdot 43\,690,18)^2} = 52\,667,25 \text{ N}$$

$$F_{R2} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Bx-y})^2 + (K_A \cdot R_{Bx-z})^2} = \sqrt{(1,1 \cdot 3\,112,53)^2 + (1,1 \cdot 16\,819,47)^2} = 18\,815,54 \text{ N}$$

$$F_A = K_A \cdot R_{AX} = K_A \cdot F_{A1} = 1,1 \cdot 15\,086,91 = 16\,595,60 \text{ N}$$

$$\frac{F_A}{F_R} \leq e \rightarrow \frac{16\,595,60}{52\,667,25} = 0,315 < 0,33$$

$$P = F_R + Y_1 \cdot F_A = 52\,667,25 + 2,0 \cdot 16\,595,60 = 85\,858,45 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = \left(\frac{1\,520\,000}{85\,858,45}\right)^{10/3} = 14\,461,12 \text{ mil. ot}$$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = 14\,461,12 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 980} = 245\,937 \text{ hod}$$

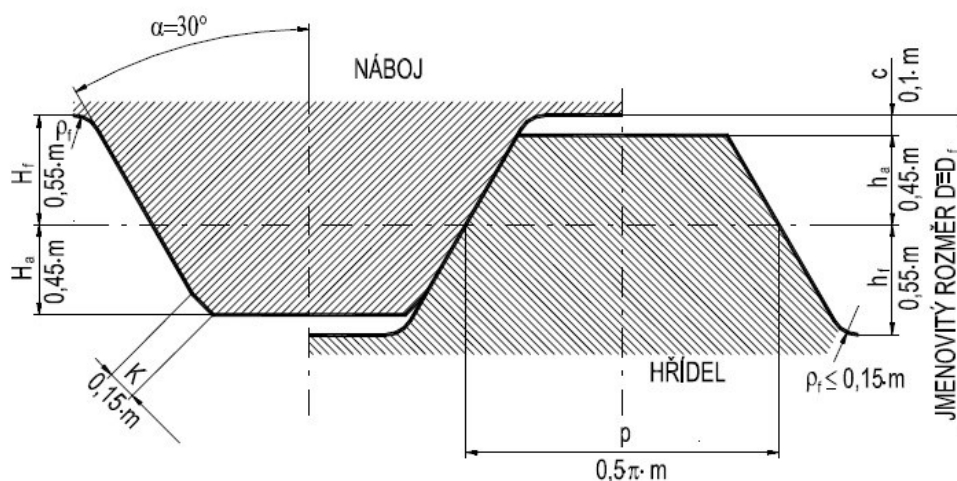
**Tab. 8:** Vstupující reakční zatížení do ložisek a jejich životnosti

Hřídel	$F_{R1}$ [N]	$F_{R2}$ [N]	$F_A$ [N]	$\frac{F_A}{F_R} \leq V > e$
Vstupní	52 667,25	18 815,54	16 595,60	$\frac{16\,595,60}{52\,667,25} < e$
Předloková	95 593,77	105 114,92	16 306,97	$\frac{16\,306,97}{105\,114,92} < e$
Výstupní	45 865,21	101 474,42	32 902,57	$\frac{32\,902,57}{101\,474,42} \leq e$

Hřídel	P [N]	$L_{10}$ [mil. ot]	$L_{10h}$ [hod]
Vstupní	85 858,45	14 461,12	245 937
Předloková	142 620,95	3 502,16	181 063
Výstupní	177 150,33	1 700,10	183 433

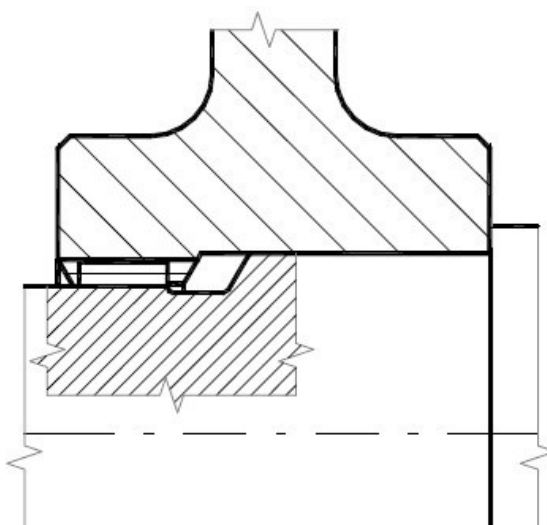
#### 4.7 Přenos točivých momentů evolventním drážkování

Kvůli relativně malé šířce ozubených kol není možné použít pro přenos točivého momentu na hřídele pera. Z tohoto důvodu je použito evolventní drážkování dle ČSN 01 4952. Tento typ spoje vyniká relativní dostupností výroby a velmi dobrou únosností spoje. Základní profil drážkování je zobrazen na Obr. 20.



Obr. 20: Profil evolventního drážkování [3]

Zvolené drážkování s označením: 260 – 10 x 24 ČSN 01 4952 se středěním na boky zubů je stejné pro obě hřídele, liší se délkou styčných ploch, a to pro předlohou hřídel 30 mm a pro hřídel výstupní 60 mm. Přesnost uložení se středěním na boky zubů je většinou nedostatečná, obzvláště v případech přesně vyráběných a rozměrných kol. Tudíž pro zajištění přesného radiálního vedení je použito kombinace se středěním na válcové ploše, viz Obr. 21.



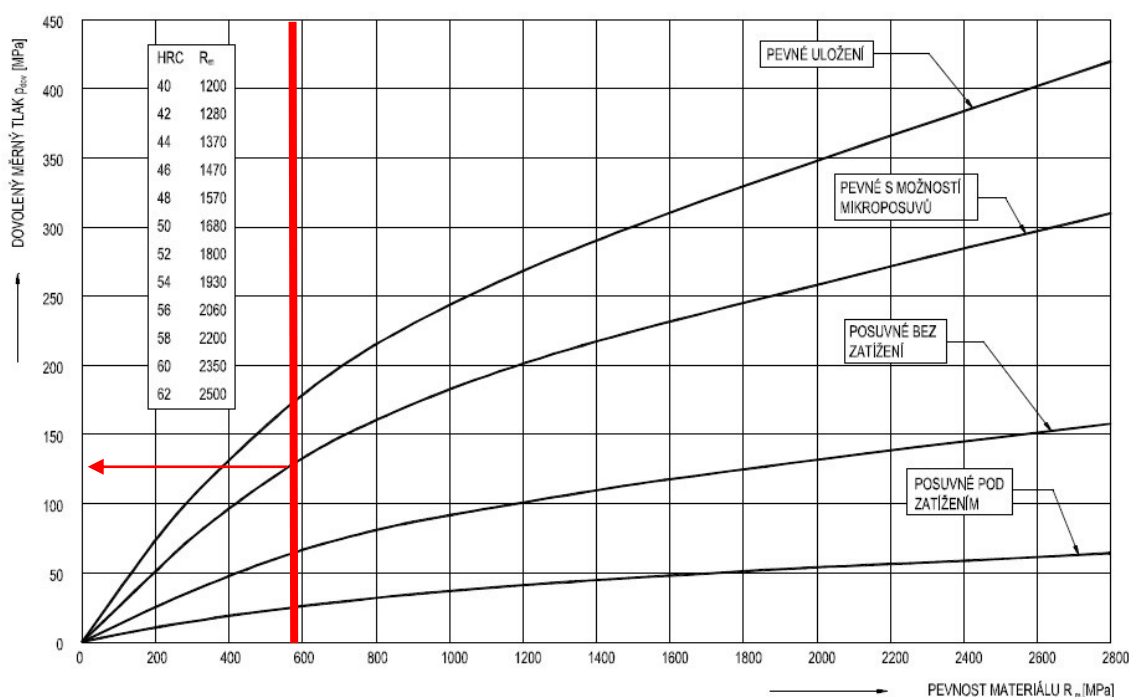
Obr. 21: Středění na válcové ploše pod ozubenými koly [3]

Kontrola bezpečnosti přenosu točivého momentu drážkováním se řídí všeobecným vztahem (72). [3] Veličiny vstupující do výpočtu jsou vypočteny podle normy ČSN 01 4952 a uvedeny v Tab. 9. Dovolený měrný tlak ve spoji se řídí podle meze pevnosti použitého materiálu hřídelí a konstrukčním uspořádáním, a je odečten z grafu, viz Obr. 22.

$$p = \frac{2 \cdot T}{d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot b} \leq p_{DOV} \cdot k \text{ [MPa]} \quad (72)$$

**Tab. 9:** Vypočtené hodnoty zvoleného evolventního drážkování dle ČSN 01 4952

Jmenovitý $\emptyset$	Hlavová kružnice hřídele	Hlavová kružnice náboje	Střední kružnice spoje	Společná výška spoje	Počet zubů spoje	Relativní funkční počet drážek [3]
D [mm]	$d_a$ [mm]	$D_a$ [mm]	$d_s$ [mm]	h [mm]	z [-]	$\varphi$ [-]
260	258	240	249	9	24	0,75



**Obr. 22:** Dovolený tlak v silovém spoji vyznačený pro materiál 12 051 [3]

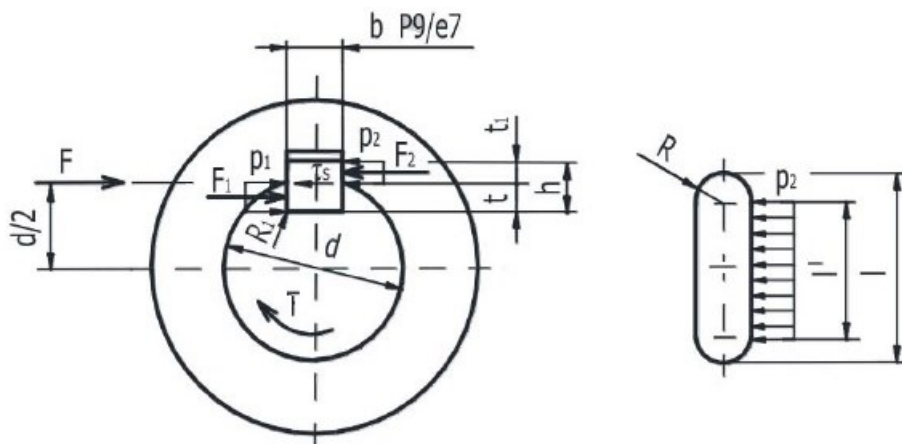
Výpočet bezpečností spojů drážkováním je vyjádřen v následujících vzorcích, prvně pro předlohovou hřídel, druhý vzorec je pro hřídel výstupní. Rozlišnými vstupními daty jsou točivý moment a společná šířka stykové plochy.

$$k = \frac{p_{DOV}}{p} = \frac{p_{DOV} \cdot d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot b_2}{2 \cdot T_2} = \frac{130 \cdot 0,249 \cdot 24 \cdot 0,75 \cdot 9 \cdot 30}{2 \cdot 22\,749,32} = 3,46$$

$$k = \frac{p_{DOV}}{p} = \frac{p_{DOV} \cdot d_s \cdot z \cdot \varphi \cdot h \cdot b_3}{2 \cdot T_3} = \frac{130 \cdot 0,249 \cdot 24 \cdot 0,75 \cdot 9 \cdot 60}{2 \cdot 45\,578,97} = 3,45$$

## 4.8 Bezpečnost přenosu točivého momentu pery

Na vstupní a výstupní hřídeli je pro přenos točivého momentu použito per, na výstupní hřídeli jsou zvolena pera 2 svírající mezi sebou úhel 120°. Vstupní data k výpočtům jsou uvedena v Tab. 10 a Tab. 11. Silové poměry jsou patrné z Obr. 23.



Obr. 23: Zatížení a rozměry hřídelového pera [1]

Tab. 10: Pero 32 x 18 x 280 ČSN 02 2562 [6]

d [mm]	l [mm]	b [mm]	l' [mm]	t <sub>1</sub> [mm]
130	280	32	248	8,981

Tab. 11: Pero 2x 50 x 28 x 280 ČSN 02 2562 [6]

d [mm]	l [mm]	b [mm]	l' [mm]	t <sub>1</sub> [mm]
210	280	50	230	14,162

Zatěžující síla se vypočte ze vztahu (73) a poté je vypočten měrný tlak ve spoji (74), který je porovnán s dovoleným měrným tlakem. Ten je shodný jako u případu s evolventním drážkováním, viz předchozí kapitola a Obr. 22. [1]

$$F_2 = \frac{T}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad [N] \quad (73)$$

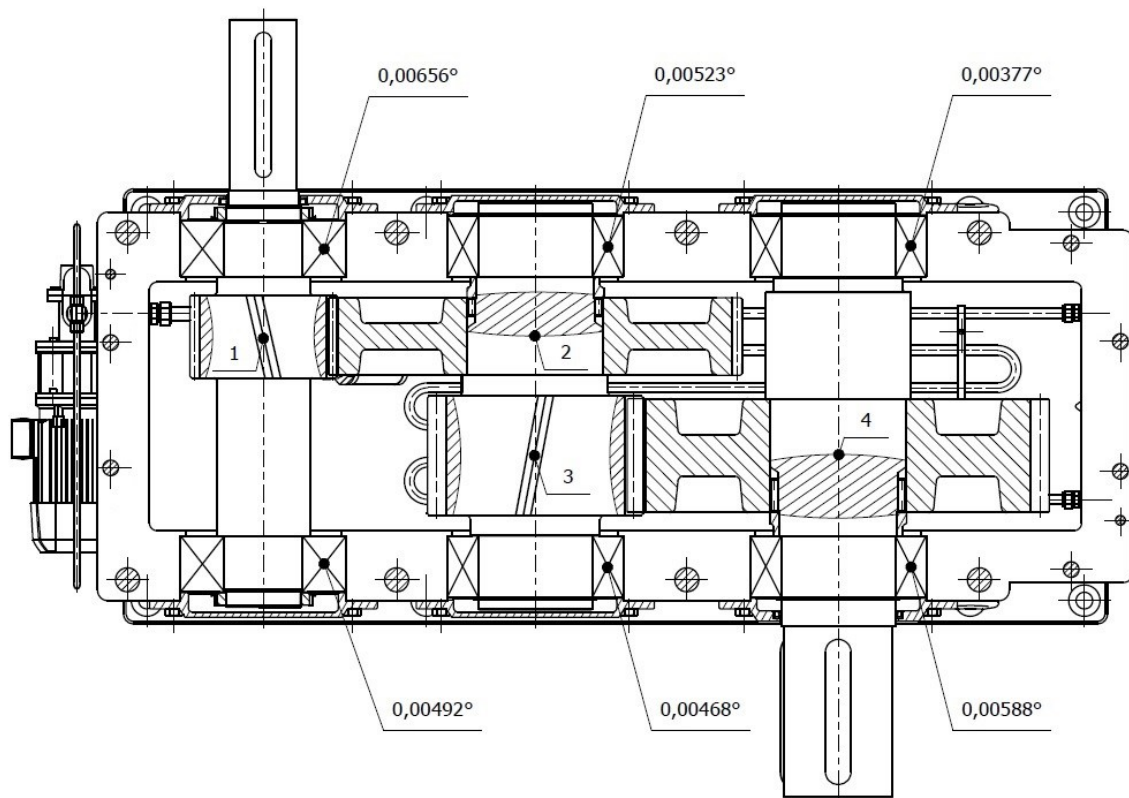
$$p = \frac{F_2}{l \cdot t_1} \leq p_{DOV} \cdot k \quad [MPa] \quad (74)$$

Tab. 12: Vstupní data a výsledné hodnoty bezpečnosti kontroly per

Hřídel	T [Nm]	F [N]	p [MPa]	p <sub>DOV</sub> [MPa]	k [-]
Vstupní	7 795,34	112 179,50	50,37	130	2,58
Výstupní	45 578,97	203 330,49	62,42		2,08

## 4.9 Stanovení průhybů a natočení v místech ozubení a v ložiscích

Stanovení průhybu a natočení v místech pod technologiemi a zjištění naklopení ložisek je nedílnou součástí návrhu převodového ústrojí. Všechny tyto hodnoty je potřeba srovnat s dovolenými úchytkami či hodnotami danými výrobcem. Při provozu dochází k vzájemnému naklopení ozubených kol a běžným jevem je nerovnoměrné rozdělení zatížení po bocích zubů. To způsobuje poškození, tzv. pitting či v horším případě spalling. Při vyšším než dovoleném naklopení v ložiscích dochází k vyšším zatížením, většímu zahřívání oběžných drah a valivých tělísek, které vedou rovněž k poruchám výše vyjmenovaným. V nejhorším případě velké naklopení vede až k zadření ložiska. Na Obr. 24 je stanoveno naklopení v ložiscích podle programu Autodesk Inventor 2016 a jsou označena kritická místa. Hodnoty v těchto kritických místech jsou v Tab. 13.



**Obr. 24:** Naklopení v daných ložiscích a označení kritických míst

**Tab. 13:** Průhyby a natočení v místech pod technologiemi dle Autodesk Inventor 2016

Kritické místo	y [μm]	φ [°]
1	13,50	0,00265
2	12,68	0,00197
3	11,55	0,00159
4	16,33	0,00152



Dovolený průhyb v místech pod technologií se řídí vztahem (75) podle zvoleného modulu soukolí. Hodnoty naklopení ozubených kol jsou dány třídou přesnosti kol, jejich šířkou a podélnou modifikací. V daném případě odpovídá dovolené hodnotě 1'. [3]

$$y_{DOV} = 0,01 \cdot m_n \text{ [mm]} \quad (75)$$

$$y_1 = 0,01350 \text{ mm}; y_2 = 0,01268 \text{ mm} \leq y_{DOV} = 0,01 \cdot 10 = 0,1 \text{ mm}$$

$$y_3 = 0,01155 \text{ mm}; y_4 = 0,01633 \text{ mm} \leq y_{DOV} = 0,01 \cdot 16 = 0,16 \text{ mm}$$

$$\varphi_{DOV} = 1 \text{ [']} = 0,016 \text{ [°]} \quad (76)$$

$$\varphi_1 = 0,00265^\circ; \varphi_2 = 0,00197^\circ; \varphi_3 = 0,00159^\circ; \varphi_4 = 0,00152^\circ \leq \varphi_{DOV} = 0,016^\circ$$

Soudečková ložiska umožňují velkou naklopitelnost, avšak výrobce uvádí maximální hodnoty pro zvolená ložiska typu 223 úhel 2°, a pro ložiska typu 240 úhel 1,5°. Všechna ložiska tyto zásady splňují. [10]

## 5 Návrh oběhové soustavy mazání

Jednou z hlavních podmínek správné funkce ložisek je jejich mazání. Možnosti mazání jsou různá, např. tuhými mazivy s pravidelnými domazávacími intervaly či některá ložiska využívají jediné mazací náplně po stanovenou dobu životnosti. V tomto případě se nabízí jako výhodné řešení mazání olejem, již z mnoha důvodů. Ložiska totiž přenáší velká zatížení a při provozu mohou být značně zahřívána, přičemž právě olej pomáhá k odvodu tepla. Taktéž ozubená kola musí být při záběru mazána, a je tak ekonomicky výhodné použití jedné společné olejové náplně.

### 5.1 Potřebné množství oleje v ložiscích

Pro stanovení množství oleje je nutné ujasnit úlohu mazání. Mazivo musí především zabránit přímému kovovému styku valivých těles a oběžných drah, což vede ke snížení tření a rovněž opotřebení. Dále mazání chrání ložisko před korozí, tlumí hluk a pro případ oběhového mazání odvádí z ložiska nečistoty a teplo vznikající při chodu. Stanovení přesného množství potřebného oleje je takřka nemožné, avšak nadměrné množství oleje v ložisku zvyšuje jeho teplotu a působí negativně na jeho jakost a účinnost. V opačném případě, kdy oleje není do ložiska přiváděno mnoho, vede k jeho možnému zadření. Informativní hodnoty množství oleje, kdy není zapotřebí odvádět teplo z ložiska, jsou pro některé velikosti uvedeny v Tab. 14. Při intenzivním chlazení ložiska je třeba použít  $(10 \div 100)$  krát většího množství oleje než je uvedeno v tabulce. [4]

Tab. 14: Informativní množství oleje v ložisku [4]

d [mm]	množství oleje [l.min <sup>-1</sup> ]
20	0,002
80	0,02
250	0,2
500	2

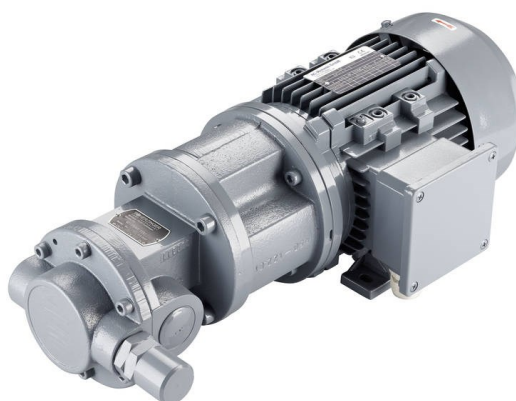
V tomto případě mají zvolená ložiska průměry 150 mm a 220 mm, čemuž lineární závislostí odpovídá potřebné množství oleje  $Q_1 = 0,0375 \text{ l.min}^{-1}$  a  $Q_2 = 0,175 \text{ l.min}^{-1}$ . Celkové množství odpovídá sumě násobku příslušného počtu ložisek a daného množství. Kvůli zcela jistému odvodu tepla je zvoleno 50-ti násobné zvýšení množství dopravovaného oleje k ložiskům. Matematicky je celkový potřebný průtok vyjádřen ve vztahu (77).

$$Q_c = 50 \cdot (2 \cdot Q_1 + 4 \cdot Q_2) = 50 \cdot (2 \cdot 0,0375 + 4 \cdot 0,175) = 38,75 \text{ l.min}^{-1} \quad (77)$$

## 5.2 Návrh olejového čerpadla

Hlavním parametrem při návrhu olejového čerpadla je jeho deklarovaný průtok  $Q$  [ $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$ ] při daných konstantních otáčkách pohonného ústrojí. Dále při výběru je nutné hlídat, zda zvolené čerpadlo dokáže pracovat s danou viskozitou oleje. Nejčastěji v této oblasti olejových čerpadel figurují čerpadla zubová s vnější či vnitřním ozubením.

Zvolené olejové čerpadlo SCHERZINGER s označením typu 451 je dopravní čerpadlo pro účely mazání. Jeho deklarovaný průtok je  $Q = 43,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  při otáčkách  $1410 \text{ min}^{-1}$ . Maximální tlak, který čerpadlo vyvine, je dostatečných 10 bar. Firma přímo doporučuje spárování s elektromotorem SIEMENS typu 1LA9096-4KA, neboť jeho spojovací část je přímo konstruována na větší přírubu tohoto patkového elektromotoru. Motor má výkon 1,5 kW. Čerpadlo je rovněž opatřeno pojistným ventilem, který dokáže omezit tlak v potrubním systému. Připojovací rozměr – průměr trubkového závitu na vstupu a výstupu je G1“.



Obr. 25: Olejové čerpadlo spojené s elektromotorem Siemens [11]

## 5.3 Návrh a stanovení průměru přívodních vedení

Vnitřní průměr vedení se vypočítá podle vztahu (78). Ve vztahu je nepřímou úměrou vztažena průtoková rychlost  $v$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ], která se v sacím potrubí volí do  $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , a v tlakovém potrubí se volí v závislosti na tlaku podle Tab. 15. Doporučuje se však nepřekračovat hodnotu vyšší než  $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  z důvodu hlučnosti. Zpětné vedení zde není použito, avšak pro odhad průměru odvodových kanálků vrtaných ve skříni, se průtoková rychlost volí obdobně jako v potrubí sacím. [7] Kanálky jsou poté díky zvolené konstrukci poloviční, neboť přitečené množství oleje do ložiska se dělí na dvě větve, viz Obr. 26.

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q}{v}} \text{ [m]} \quad (78)$$

**Tab. 15:** Volba průtokové rychlosti [7]

p [MPa]	v [m.s <sup>-1</sup> ]
2,5	3
Do 5	4
5 ÷ 10	5

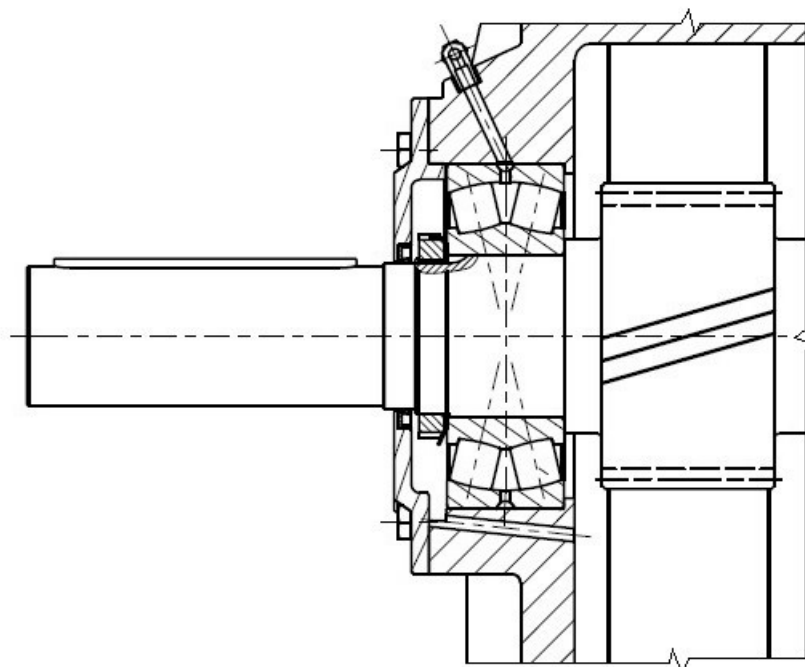
$$d_S = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,000\,72}{1,5}} = 0,024\,76\,m = 24,76\,mm$$

$$d_{TL} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,000\,72}{4}} = 0,015\,16\,m = 15,16\,mm$$

$$d_{ZP} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,000\,72}{2}} = 0,021\,44\,m = 21,44\,mm$$

**Tab. 16:** Výtah z druhů světlostí vyráběných trubek [12]

DN	3/8	1/2	3/4	1	5/4
Vnitřní světlost [mm]	10	15	20	25	32
Vnější průměr [mm]	17,1	21,4	26,9	33,7	42,4
Tloušťka stěny [mm]	2,35	2,65	2,65	3,25	3,25
Zvolené potrubí		tlakové		sací	



**Obr. 26:** Navržená konstrukce přívodu a odvodu oleje z ložiska

## 5.4 Doplnující informace k soustavě mazání

Pro spojení soustavy trubek pro dopravu oleje k ložiskům jsou použity fitinky od fy. Parker. Jedná se o především o přípojky, tvarovky a 90° kolena. [13]

Při provozu, kdy ozubená kola se vzájemně po sobě odvalují, dochází k únavovému poškození, zejména na bocích zubů – k tzv. pittingu. Tento jev má za následek odlupování mikroskopických částí materiálu do olejové náplně. Avšak tyto mikro-částice materiálu mohou vážně poškodit ložiska. Proto je olej nasávaný do oběhové soustavy zprvu filtrován pomocí průtokového filtru Parker. Filtr je vyroben z nerezové oceli plněný skelným nylonem. Velikost zachycených částic je až 125 mikrometrů. [14]



Obr. 27: Olejový filtr fy. Parker [14]

## 5.5 Vnitřní chlazení oleje

Převodové soustavy pracují při obvyklých teplotách v rozmezí  $(70 \div 110) ^\circ\text{C}$ , kdežto doporučené teploty, při nichž pracují ložiska, se pohybují v rozmezí  $(40 \div 70) ^\circ\text{C}$ . [4] V tomto bodě návrhu lze uvažovat dvě varianty. První možností je použití ložisek, která pracují za zvýšených teplot, nebo budeme olej převodového ústrojí zchlazovat na hodnotu, která je průnikem obou zmíněných rozmezí. Druhá varianta je oproti první výhodnější ve smyslu, že části převodové ústrojí nejsou přidavně namáhána teplem.

V praxi lze měřením zjistit tzv. ustálenou teplotu, kterou zařízení má při určité době. S touto teplotou se dále pracuje a je navržen chladicí okruh. Jsou dva druhy chladicích okruhů – chlazení vodou či vzduchem. V této konkrétní aplikaci je logičtější použití chlazení vodou. Z tohoto důvodu je již navrhovaná převodovka opatřena chladicí trubicou umístěnou vespod skříně. Její světlost je 20 mm a délka 7080 mm. Dalším návrhem kombinací průtoku a chladicího výkonu lze stanovit velikost a typ chladiče, umístěného vně převodovky.

## 6 Závěr

Výsledkem této práce je celkový návrh čelní převodovky pro pohon kulového mlýnu. V první fázi práce bylo dosaženo návrhu ozubení dle patřičných zásad a pevnostní kontrolou ozubení obě soukolí vyhověla s dostatečnou rezervou. Poté byly všechny navržené hřídele zkontrolovány na statickou a dynamickou kontrolu. Statické kontroly v místech přechodů průměrů poukázaly na místa s nejnižší bezpečností. V těchto místech hřídele prošly dynamickou kontrolou s vysokou rezervou. U všech kontrolovaných hřídelí se stalo, že dynamická bezpečnost vycházela vyšší než bezpečnost statická. Tento fakt způsobily součinitele vrubu  $\alpha$ , které statickou bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu výrazně snižovaly. V další fázi byly určeny životnosti navrhovaných ložisek. Byly zvoleny soudečková ložiska pro výhodnost použití v této aplikaci těžkých převodovek přenášející vysoké výkony. Výpočty ukázaly, že po dobu životnosti převodovky 150 tisíc hodin, nebudou muset být vyměněny. Návrh převodovky pokračoval určením bezpečnosti přenosu točivého momentu pomocí drážkování pod koly a pery vně převodovky pod spojkami. Závěrem návrhu převodovky byly určeny pomocí programu Autodesk Inventor 2016 průhyby hřídelí a naklopení v ložiscích, přičemž tyto údaje byly srovnány s dovolenými úchytkami. Další fáze diplomové práce se zabývala návrhem oběhového mazání všech ložisek převodovky. Dle výpočtů bylo zvoleno adekvátní zubové čerpadlo, které rozvádí trubkami vně převodovky převodový olej k ložiskům, který jak maže, tak i odvádí teplo. Vlivem zahřívání oleje od pracujícího ozubení a odvodem tepla z ložisek bylo nutné vespod skříňe umístit chladicí trubici, která průtokem chladné vody bude převodový olej zchlazovat. Návrh průtoku vody a typu chladiče již nebyl předmětem této práce.

Doporučení pro užívání převodovky se týká především pravidelné vizuální kontroly stavu ozubení a kvality převodového oleje. Rovněž doporučuji kontrolovat průtok oleje skrz oběhový mazací systém, a to buď vizuálně skrz nahlížečský otvor či měřením zvýšené teploty v ložiscích termokamerou. Interval výměny převodového oleje a rovněž olejového filtru je stanoven po každých 14 tisících pracovních hodin. Při každém rozložení a smontování převodovky je nutné opětovně přetěsnit styčné plochy v dělicí rovině a pod víky tmelem uvedeným v kusovníku.

Poděkování při zpracování diplomové práce patří zejména panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za odborné rady a věnovaný čas při konzultacích.

## Seznam použité literatury

- [1] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [3] HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 99 s. ISBN 80-248-0878-1
- [4] FRÖHLICH, J.: *Technika uložení s valivými ložisky*. 2. upravené vyd. Praha: SNTL, 1980, 448 s.
- [5] SLÍVA, A.: *Základy zařízení úpraven. Učební text*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 91 s. ISBN 978-80-248-2732-2
- [6] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [7] POZZI, M.: *Návrh olejového ozubeného čerpadla poháněného řemenovým převodem: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2008, 62 s.
- [8] BEDNAŘÍK, Z.: *Výroba cementu. Projekt Učíme v prostoru – vzdělávací 3D encyklopedie* [online]. 2017 [cit. 2017-05-15].  
Dostupné z: <[http://uvp3d.cz/dum/?page\\_id=2330](http://uvp3d.cz/dum/?page_id=2330)>
- [9] EBETON® – Specialista na beton [online]. 2017 [cit. 2017-05-15].  
Dostupné z: <<http://www.ebeton.cz>>
- [10] ZKL GROUP – katalog ložisek [online]. 2012 [cit. 2017-05-15].  
Dostupné z: <<http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>>
- [11] SCHERZINGER PUMPEN – zubová čerpadla [online]. 2017 [cit. 2017-05-15].  
Dostupné z: <<http://www.scherzinger.de/de/shop/graugusspumpen/30-70-lmin/baugroesse-451-mit-motorleistung-11-kw.html>>
- [12] ARCELORMITTAL OSTRAVA a.s. - VÁLCOVNA TRUB – katalog výrobního programu „trubky“ [online]. 2017 [cit. 2017-05-15].  
Dostupné z: <<https://ostrava.arcelormittal.com/o-spolecnosti/arcelormittal-tubular-products-ostrava.aspx>>
- [13] VENTILE & FITTINGS PRAHA – katalog šroubení Parker A-Lok [online]. 2017 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <<http://www.ventile.cz/produkty>>

- [14] PARKER HANNIFIN ČR s.r.o. – hydraulická filtrace [online]. 2017 [cit. 2017-05-15].  
Dostupné z: <<http://ph.parker.com/cz/cs/tank-accessories-suction-elements-se-series/se75231210>>
- [15] NĚMČEK M.: *Software Modul* – Návrhový výpočet ozubení, 2007.
- [16] NĚMČEK M.: *Software Geometrie* – Geometrický výpočet ozubení, 2008.
- [17] NĚMČEK M.: *Software CSNw* – Pevnostní výpočet ozubení dle ČSN 01 4686, verze 3.0, 2011.
- [18] ČSN 41 2051 – *Uhlíková ocel k zušlechťování 12 051*. Praha, 1990.



## Přílohy

### A - Geometrické a záběrové parametry ozubení 1. soukolí

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	$j_n$	[mm]		0.0000	
Počet zubů	$z$	[-]	25		76
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	27.169		82.595
Normální modul	$m_n$	[mm]		10.000	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		10.306	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		14.00000	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		13.14006	
Úhel záběru čelní	$\alpha_t$	[°]		20.56171	
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	[°]		20.42619	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	[mm]		520.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a_d$	[mm]		520.45988	
Osová vzdálenost bezvůlová	$a_{jn}$	[mm]		520.00000	
Jednotková korekce bezvůlová	$x_{jn}$	[-]	0.24461	$\Sigma = -0.04584$	-0.29045
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.24461	$\Sigma = -0.04584$	-0.29045
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	2.44608		-2.90452
Jednotková změna výšky hlavy	$k^*$	[-]		0.00014	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	237.54557		752.45732
základní kružnice	$d_b$	[mm]	241.23946		733.36797
kr.začátku evolventy	$d_{Ff}$	[mm]	245.86712		760.57626
kružnice začátku záběru	$d_{Hf}$	[mm]	246.34263		764.50402
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	257.42574		782.57426
roztečné kružnice	$d$	[mm]	257.65341		783.26636
kružnice konce záběru	$d_{Ha}$	[mm]	282.50000		797.40000
kružnice srážecí hrany	$d_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	282.50000		797.40000
Tvarový přesah	$c_F$	[mm]	0.23775		1.96388
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---		22.11069
základní kružnici	$s_b$	[mm]	20.24979		24.37422
začátku evolventy	$s_{Ff}$	[mm]	20.02356		20.32996
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	17.55655		13.83324
roztečné kružnici	$s$	[mm]	17.48857		13.59365
začátku sražení	$s_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	6.56997		8.27586
Výška paty	$h_f$	[mm]	10.05392		15.40452
hlavy	$h_a$	[mm]	12.42330		7.06682
zubu	$h$	[mm]	22.47721		22.47134
Společná šířka kol	$b$	[mm]		150.000	
Délka evolventy	$e_v$	[mm]	20.05850		19.55720
Délka funkční evolventy	$e_v$	[mm]	19.81595		17.51520
Měrný skluz na patě		[-]	-1.06460		-1.06933
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.51675		0.51564
Poměr $b/d$	$\psi_d$	[-]	0.582		0.192
Poměr $b/m_n$	$\psi_m$	[-]		15.000	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.60186	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		1.15509	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		2.75695	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		154.03301	
Celková délka dotyku minim.	$L_{smin}$	[mm]		234.29121	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{smax}$	[mm]		254.97293	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		32.37768	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		30.31505	

## B - Geometrické a záběrové parametry ozubení 2. soukolí

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	$j_n$	[mm]		0.0000	
Počet zubů	$z$	[-]	23		48
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	24.996		52.165
Normální modul	$m_n$	[mm]		16.000	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		16.490	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		14.00000	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		13.14006	
Úhel záběru čelní	$\alpha_t$	[°]		20.56171	
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	[°]		20.46002	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	[mm]		585.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a_d$	[mm]		585.38854	
Osová vzdálenost bezvúlová	$a_{jn}$	[mm]		585.00000	
Jednotková korekce bezvúlová	$x_{jn}$	[-]	0.20725	$\Sigma = -0.02423$	-0.23147
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.20725	$\Sigma = -0.02423$	-0.23147
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	3.31593		-3.70356
Jednotková změna výšky hlavy	$k^*$	[-]		0.00006	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	345.89768		744.10416
základní kružnice	$d_b$	[mm]	355.10449		741.08764
kr.začátku evolventy	$d_{Ff}$	[mm]	360.30193		759.40634
kružnice začátku záběru	$d_{Hf}$	[mm]	361.40804		764.77056
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	379.01408		790.98592
roztečné kružnice	$d$	[mm]	379.26582		791.51127
kružnice konce záběru	$d_{Na}$	[mm]	417.80000		816.10000
kružnice srážecí hrany	$d_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	417.80000		816.10000
Tvarový přesah	$c_F$	[mm]	0.55306		2.68211
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---		32.75569
základní kružnici	$s_b$	[mm]	31.50230		32.80615
začátku evolventy	$s_{Ff}$	[mm]	31.35756		30.89713
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	27.62068		22.61339
roztečné kružnici	$s$	[mm]	27.54654		22.43677
začátku sražení	$s_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	10.52328		12.95512
Výška paty	$h_f$	[mm]	16.68407		23.70356
hlavy	$h_a$	[mm]	19.26709		12.29437
zubu	$h$	[mm]	35.95116		35.99792
Společná šířka kol	$b$	[mm]		220.000	
Délka evolventy	$e_v$	[mm]	31.49732		30.13180
Délka funkční evolventy	$e_v$	[mm]	30.93531		27.37369
Měrný skluz na patě		[-]	-1.43680		-1.43268
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.58893		0.58962
Poměr $b/d$	$\psi_d$	[-]	0.580		0.278
Poměr $b/m_n$	$\psi_m$	[-]		13.750	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.57642	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		1.05883	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		2.63525	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		225.91507	
Celková délka dotyku minim.	$L_{smin}$	[mm]		348.90110	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{smax}$	[mm]		361.45411	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		51.80429	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		48.50407	

### C - Vstupující data pro pevnostní kontrolu pro 1. soukolí

$z_1$	25.0
$z_2$	76.0
$m_n$	10.000 [mm]
$\beta$	14.0000 [°]
$\alpha_n$	20.000 [°]
$h_{a1}^*$	1.000
$h_{a2}^*$	1.000
$c_1^*$	0.250
$c_2^*$	0.250
$\rho_{f1}^*$	0.380
$\rho_{f2}^*$	0.380
$x_1$	0.2446
$x_2$	-0.2905
$a_w$	520.000 [mm]
$d_{a1}$	282.500 [mm]
$d_{a2}$	797.400 [mm]

OK Help Moduly

PASTOREK		KOLO	
$\sigma_{Flimb1}^0$	390 [MPa]	$\sigma_{Flimb2}^0$	352 [MPa]
$\sigma_{Hlim1}^0$	1140 [MPa]	$\sigma_{Hlim2}^0$	1140 [MPa]
$V_{HV1}$	600	$V_{HV2}$	600
$J_{HV1}$	200	$J_{HV2}$	210
$R_{m1}$	640 [MPa]	$R_{m2}$	700 [MPa]
$R_{e1}$	390 [MPa]	$R_{e2}$	340 [MPa]
$q_{F1}$	9	$q_{F2}$	9
$q_{H1}$	10	$q_{H2}$	10
$N_{Flim1}$	3e6	$N_{Flim2}$	3e6
$N_{Hlim1}$	100e6	$N_{Hlim2}$	100e6
$E_1$	2.1e5 [MPa]	$E_2$	2e5 [MPa]
$\nu_1$	0.3	$\nu_2$	0.3
Mat.	12 051	Mat.	42 2719
povrchově kalená po boku		povrchově kalená po boku	

Ok Help

Metoda výpočtu

☒ A - Statické zatížení

☐ B - Ekvivalentní zatížení

$T_1$	7795.0 [N·m]
$n_1$	980.0 [ot/min]
$N_{K1}$	5.88E+8 [cyklů]
$N_{K2}$	2.94E+8 [cyklů]
$Y_{A1}$	1.000 Help
$Y_{A2}$	1.000 Help
$K_A$	1.100 Help
$K_{AS}$	2.000 Help

☒ Cykly ☐ Obv. síla F ☐ Hodiny ☒ Moment T

Ok Help

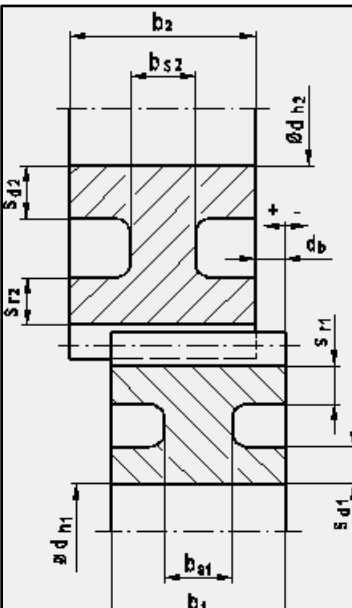
Stanovení součinitele  $K_{H\beta}$

☐ Výpočtem z kinematického schématu č.

☐ Výpočtem z pásma dotyku  $b_{cal}$  [mm]

☒ Přímým zadáním  $K_{H\beta}$  1.117

Ok Help



Rozměry v mm

$b_1$	160.0
$b_2$	150.0
$b_{s1}$	160.0
$b_{s2}$	50.0
$s_{r1}$	103.8
$s_{r2}$	40.0
$s_{d1}$	0.0
$s_{d2}$	45.0
$d_{h1}$	0.0
$d_{h2}$	260.0
$d_b$	5.0

☒ Plný pastorek ☐ Plné kolo

Momenty setrvačnosti

☐ Přímé zadání  $\Theta_{1,2}$

$\Theta_1$  5.637E+5 [kg·mm<sup>2</sup>]

$\Theta_2$  2.656E+7 [kg·mm<sup>2</sup>]

Střední měrná tuhost

☐ Přímé zadání  $c_\gamma$

$c_\gamma$  17.92 [N·mm<sup>-1</sup>·μm<sup>-1</sup>]

Společná šířka  $b = 150.00$   $b_{wF1} = 160.00$   $b_{wF2} = 150.00$

Pozor  $s_{r1,2 \min} = 35.00$   $d_{f1} = 237.55$   $d_{f2} = 752.46$

Ok Help Nuluj

## D - Vstupující data pro pevnostní kontrolu pro 2. soukolí

$z_1$	23.0	
$z_2$	48.0	
$m_n$	16.000	[mm]
$\beta$	14.0000	[°]
$\alpha_n$	20.000	[°]
$h_{a1}^*$	1.000	
$h_{a2}^*$	1.000	
$c_1^*$	0.250	
$c_2^*$	0.250	
$\rho_{f1}^*$	0.380	
$\rho_{f2}^*$	0.380	
$x_1$	0.2072	
$x_2$	-0.2315	
$a_w$	585.000	[mm]
$d_{a1}$	417.800	[mm]
$d_{a2}$	816.100	[mm]

OK Help Moduly

PASTOREK		KOLO			
$\sigma_{Flimb1}^0$	390	[MPa]	$\sigma_{Flimb2}^0$	352	[MPa]
$\sigma_{Hlim1}^0$	1140	[MPa]	$\sigma_{Hlim2}^0$	1140	[MPa]
$V_{HV1}$	600		$V_{HV2}$	600	
$J_{HV1}$	200		$J_{HV2}$	210	
$R_{m1}$	640	[MPa]	$R_{m2}$	700	[MPa]
$R_{e1}$	390	[MPa]	$R_{e2}$	340	[MPa]
$q_{F1}$	9		$q_{F2}$	9	
$q_{H1}$	10		$q_{H2}$	10	
$N_{Flim1}$	3e6		$N_{Flim2}$	3e6	
$N_{Hlim1}$	100e6		$N_{Hlim2}$	100e6	
$E_1$	2.1e5	[MPa]	$E_2$	2e5	[MPa]
$\nu_1$	0.3		$\nu_2$	0.3	
Mat.	12 051		Mat.	42 2719	
povrchově kalená po boku		povrchově kalená po boku			

Ok Help

Metoda výpočtu

☒ A - Statické zatížení

☐ B - Ekvivalentní zatížení

$T_1$	22750.0	[N·m]
$n_1$	322.0	[ot/min]
$N_{K1}$	6E+8	[cyklů]
$N_{K2}$	2.999E+8	[cyklů]
$Y_{A1}$	1.000	Help
$Y_{A2}$	1.000	Help
$K_A$	1.100	Help
$K_{AS}$	2.000	Help

☒ Cykly ☐ Obv. síla F ☐ Hodiny ☒ Moment T

Ok Help

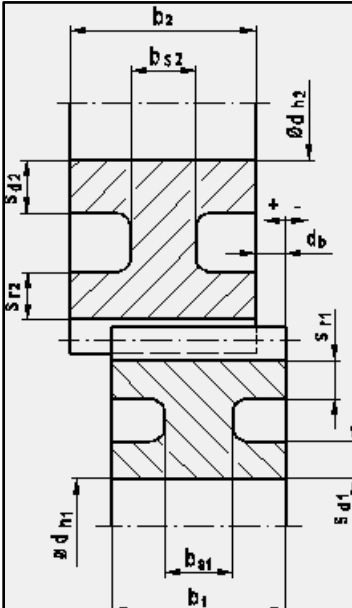
Stanovení součinitele  $K_{H\beta}$

☐ Výpočtem z kinematického schématu č.

☐ Výpočtem z pásma dotyku  $b_{cal}$  [mm]

☒ Přímým zadáním  $K_{H\beta}$  1.041

Ok Help



Rozměry v mm

$b_1$	230.0
$b_2$	220.0
$b_{s1}$	230.0
$b_{s2}$	80.0
$s_{r1}$	157.9
$s_{r2}$	60.0
$s_{d1}$	0.0
$s_{d2}$	55.0
$d_{h1}$	0.0
$d_{h2}$	260.0
$d_b$	5.0

☒ Plný pastorek ☐ Plné kolo

Momenty setrvačnosti

☐ Přímé zadání  $\Theta_{1,2}$

$\Theta_1$  3.768E+6 [kg·mm<sup>2</sup>]  
 $\Theta_2$  4.767E+7 [kg·mm<sup>2</sup>]

Střední měrná tuhost

☐ Přímé zadání  $c_\gamma$

$c_\gamma$  16.95 [N·mm<sup>-1</sup>·μm<sup>-1</sup>]

Společná šířka  $b = 220.00$   
 $b_{wF1} = 230.00$   
 $b_{wF2} = 220.00$

Pozor  
 $s_{r1,2 \min} = 56.00$   $d_{f1} = 345.90$   $d_{f2} = 744.11$

Ok Help Nuluj